



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

SCUOLA DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Tesi di Laurea

PROGETTAZIONE DI COMPONENTI IN MATERIALE
POLIMERICO DI MOTOPOMPE PER
ELETTRODOMESTICI

Relatore:
Prof. Mauro Ricotta

Laureando:
Federico Pezzin

Anno accademico 2017/2018

Indice

SOMMARIO	13
<u>CAPITOLO 1 STATO DELL'ARTE</u>	<u>1</u>
1.1 STORIA DELLA LAVASTOVIGLIE	1
1.2 EVOLUZIONE TECNICA DELLE MOTOPOMPE	1
1.2.1 MOTORE ASINCRONO	2
1.2.2 MOTORE A MAGNETI PERMANENTI	8
<u>CAPITOLO 2 RICHIESTE DI MERCATO E SOLUZIONI ADOTTATE</u>	<u>15</u>
2.1 SPECIFICHE TECNICHE	15
2.2 INTRODUZIONE AL MOTORE IN ANALISI	20
2.2.1 DISTINTA BASE	20
2.2.2 MATERIALI IN ANALISI	21
<u>CAPITOLO 3 BENCHMARK TESTS</u>	<u>31</u>
3.1 DETERMINAZIONE DELLA CARATTERISTICA ELETTRICA	31
3.2 DETERMINAZIONE DELLA CARATTERISTICA IDRAULICA	33
3.3 PROVA DI ESPULSIONE ARIA IN VOLUTA	36
3.3.1 SCELTA DEI PARAMETRI DI PROVA	37
<u>CAPITOLO 4 CRITERI DI RESISTENZA ED EVOLUZIONE DELLE SOLLECITAZIONI NEL TEMPO</u>	<u>43</u>
4.1 CRITERI DI RESISTENZA	43
4.1.1 CRITERIO DI RAGHAVA-CADDEL-YEH	45
4.2 CREEP, SCORRIMENTO VISCOSO A CARICO COSTANTE	46
4.3 RILASSAMENTO DELLE TENSIONI	48
<u>CAPITOLO 5 PROVE SPERIMENTALI</u>	<u>51</u>
5.1 TEST SU MATERIALE ELASTOMERICO EPDM	51
5.2 ANALISI SPERIMENTALE DELLA RISPOSTA IN FREQUENZA DEL ROTORE	53
5.3 PROVA DI SPANAMENTO	55

5.4	ANALISI DI TENUTA DELLA SALDATURA	57
5.4.1	PRINCIPI DELLA SALDATURA A ULTRASUONI	57
5.4.2	TEST DI RESISTENZA DELLA SALDATURA	58
5.5	PROVA DI SVITAMENTO	59
5.6	PROVE DI RESISTENZA A TRAZIONE	61
5.7	ANALISI DI CREEP	64

<u>CAPITOLO 6</u>	<u>ANALISI STRUTTURALE</u>	<u>71</u>
--------------------------	-----------------------------------	------------------

6.1	GIRANTE	71
6.1.1	CALCOLO DELLO SFORZO SULLE PALE	71
6.1.2	CALCOLO DELLA TENSIONE SUI FILETTI	73
6.1.3	IMPLEMENTAZIONE DELLA GIRANTE NEL SOFTWARE FEM	74
6.1.4	ANALISI DELLE VIBRAZIONI FLESSIONALI DEL ROTORE	78
6.2	VOLUTA	81
6.2.1	ANALISI DELLA RESISTENZA DELLE ALETTE DI AGGANCIO	81
6.2.2	ANALISI DELLA RESISTENZA ALLA PRESSIONE DEL FLUIDO	84
6.2.3	ANALISI DELLA PRESSIONE GENERATA DALL'O-RING	87
6.3	CORPO POMPA	103
6.3.1	ANALISI FEM DELL'EFFETTO DELLA PRESSIONE INTERNA	103
6.3.2	STUDIO DELLA PRESSIONE GENERATA DALL'O-RING MEDIANTE SIMULATORE FEM	104

<u>CAPITOLO 7</u>	<u>ANALISI DI PROCESSO</u>	<u>109</u>
--------------------------	-----------------------------------	-------------------

7.1	GIRANTE	109
7.1.1	ANALISI DELLA MESH	109
7.1.2	DIMENSIONAMENTO DEI CANALI DI INIEZIONE	111
7.1.3	ANALISI DELLA PORTATA DI INIEZIONE	112
7.1.4	CREAZIONE DELLA CURVA DI IMPACCAMENTO	113
7.1.5	IMPLEMENTAZIONE DELLO STAMPO E STUDIO DEL RAFFREDDAMENTO	115
7.2	VOLUTA	117
7.2.1	ANALISI DELLA MESH	117
7.2.2	DIMENSIONAMENTO DEI CANALI DI INIEZIONE	118
7.2.3	ANALISI DELLA PORTATA DI INIEZIONE	119
7.2.4	CREAZIONE DELLA CURVA DI IMPACCAMENTO	122
7.2.5	IMPLEMENTAZIONE DELLO STAMPO E STUDIO DEL RAFFREDDAMENTO	123
7.3	CORPO POMPA	124
7.3.1	ANALISI DELLA MESH	125
7.3.2	DIMENSIONAMENTO DEI CANALI DI INIEZIONE	126
7.3.3	IMPLEMENTAZIONE DELLO STAMPO E STUDIO DEL RAFFREDDAMENTO	128

<u>CAPITOLO 8</u>	<u>REDESIGN DI UN COMPONENTE</u>	<u>133</u>
--------------------------	---	-------------------

8.1	MODIFICA DEL SISTEMA DI FISSAGGIO	133
------------	--	------------

	Indice
8.2 DIMENSIONAMENTO SNAP-FIT E SCELTA MATERIALE	134
8.3 DESIGN DEL CODOLO DI ACCOPPIAMENTO	136
CONCLUSIONI	139
BIBLIOGRAFIA	143

Elenco delle Figure

FIG. 1.2-1 POSIZIONE DI UNA MOTOPOMPA IN UNA LAVASTOVIGLIE	2
FIG. 1.2-2 VISTA LATERALE E POSTERIORE DI MOTORE PER LAVASTOVIGLIE ANNI '80	3
FIG. 1.2-3 MOTORE ASINCRONO ANNI '90 CON IDRAULICA SEMPLICE	4
FIG. 1.2-4 MOTOPOMPA DIVA ANNI '90	5
FIG. 1.2-5 MOTOPOMPA FINE ANNI '90	6
FIG. 1.2-6 ESEMPI DI APPLICAZIONE DEL METAL REPLACEMENT	7
FIG. 1.2-7 CUSCINETTO A STRISCIMENTO IN GRAFITE	9
FIG. 1.2-8 MOTOPOMPA BPM GEN 1	10
FIG. 1.2-9 MOTOPOMPA GEN 1,5	11
FIG. 1.2-10 CAMPIONE DI GEN 1,5 CON EVIDENZIATE LE ZONE DI AGGANCIO DEL COVER	12
FIG. 1.2-11 COMPARAZIONE TRA MOTORI	13
FIG. 2.1-1 RAPPRESENTAZIONE DI UN CICLO VELOCE DI LAVAGGIO	15
FIG. 2.1-2 RAPPRESENTAZIONE DI UN CICLO INTENSIVO DI LAVAGGIO	16
FIG. 2.1-3 CURVA IDRAULICA PER IL CICLO VELOCE	17
FIG. 2.1-4 CURVA IDRAULICA PER IL CICLO INTENSIVO	17
FIG. 2.2-1 DISTINTA BASE ELEMENTI BPM GEN 1,5	20
FIG. 2.2-2 RAPPRESENTAZIONE DI UNA CATENA POLIMERICA CON SCALA DI INGRANDIMENTO	21
FIG. 2.2-3 COMPOSIZIONE CHIMICA POLIPROPILENE	22
FIG. 2.2-4 CONFIGURAZIONI STERICHE POLIPROPILENE	22
FIG. 2.2-5 VITE DI PLASTIFICAZIONE IN UN PROCESSO DI ESTRUSIONE	24
FIG. 2.2-6 DIFFERENZE TRA FLUSSI IN CAVITÀ	24
FIG. 2.2-7 FIBRE IMMERSE IN MATRICE POLIMERICA ANALIZZATE AL SEM CON SCALA DI INGRANDIMENTO 40 MICRON	25
FIG. 2.2-8 DIFFERENZE TRA MATERIALI COMPOSITI	26
FIG. 2.2-9 STRUTTURA GOMMA EPDM	28
FIG. 2.2-10 PROPRIETÀ EPDM	29
FIG. 2.2-11 CURVA SFORZO DEFORMAZIONE PER POLIMERI NELLE VARIE FASI	29
FIG. 3.1-1 BANCO PER TEST ELETTRICO	32
FIG. 3.1-2 CURVA COPPIA CONTRO CORRENTE ASSORBITA	32
FIG. 3.1-3 CURVA POTENZA ELETTRICA COPPIA	33
FIG. 3.1-4 CURVA DI RENDIMENTO ELETTRICO	33
FIG. 3.2-1 BANCO PER TEST IDRAULICO	34
FIG. 3.2-2 CURVA PORTATA PREVALENZA	35
FIG. 3.2-3 CURVA POTENZA ELETTRICA CONTRO PORTATA	35
FIG. 3.2-4 CURVA DI RENDIMENTO TOTALE	35
FIG. 3.3-1 STRUMENTAZIONE DI PROVA, TEST ESPULSIONE ARIA IN VOLUTA	37
FIG. 3.3-2 GRAFICO ESPULSIONE ARIA GEN 1	39
FIG. 3.3-3 GRAFICO ESPULSIONE ARIA GEN 1,5	39
FIG. 3.3-4 DIFFERENZE DELLA VOLUTA TRA PRIMA E SECONDA GENERAZIONE	41
FIG. 4.1-1 CURVA SFORZO DEFORMAZIONE POLIMERO SUDDIVISA IN SOTTOZONE [13]	43
FIG. 4.1-2 CURVA SFORZO DEFORMAZIONE IN TRAZIONE E COMPRESSIONE [13]	44
FIG. 4.1-3 DOMINIO DI ESISTENZA RAGHAVA-CADDEL-YEH BIASSIALE	45
FIG. 4.2-1 SCHEMATIZZAZIONE PROVA DI CREEP [15]	46
FIG. 4.2-2 EVOLUZIONE DELLA DEFORMAZIONE NEL TEMPO CAUSATA DAL CREEP	46

FIG. 4.2-3 EVOLUZIONE DEL MODULO ELASTICO IN FUNZIONE DEL TEMPO	47
FIG. 4.2-4 MODELLI VISCOELASTICI	47
FIG. 4.3-1 SCHEMATIZZAZIONE PROVA DI RILASSAMENTO	48
FIG. 4.3-2 RAPPRESENTAZIONE ISOCRONIA A TRE LIVELLI DI CARICO	49
FIG. 5.1-1 STRUMENTAZIONE DI PROVA DUREZZA SHORE	51
FIG. 5.1-2 PROVINI PER DUREZZA SHORE	52
FIG. 5.1-3 GRAFICO DUREZZA SHORE A EPDM	52
FIG. 5.2-1 STRUMENTAZIONE DI PROVA ANALISI IN FREQUENZA	53
FIG. 5.2-2 CONFIGURAZIONE DI GENERAZIONE DELL'IMPULSO	54
FIG. 5.2-3 GRAFICO RISPOSTA IN FREQUENZA ROTORE	54
FIG. 5.3-1 STRUMENTAZIONE PROVA DI SPANAMENTO	55
FIG. 5.3-2 VISTA IN SEZIONE DEL FILETTO NON DANNEGGIATO E DANNEGGIATO	56
FIG. 5.4-1 ATTREZZATURA PER SALDATURA AD ULTRASUONI [17]	57
FIG. 5.4-2 ATTREZZATURA PER PROVA DI RESISTENZA SALDATURA	59
FIG. 5.5-1 ESECUZIONE PROVA DI SVITAMENTO	60
FIG. 5.5-2 GRAFICO COPPIA DI SVITAMENTO DELLA GIRANTE	61
FIG. 5.6-1 CURVA SFORZO DEFORMAZIONE AL VARIARE DI TEMPERATURA E VELOCITÀ DI DEFORMAZIONE	62
FIG. 5.6-2 CURVE SFORZO DEFORMAZIONE PER POLIPROPILENE CON TALCO AL 40% A 23 E 70°C	63
FIG. 5.6-3 CURVE SFORZO DEFORMAZIONE PER POLIPROPILENE CON FIBRA DI VETRO AL 30% A 23 E 70°C	64
FIG. 5.7-1 GEOMETRIA PROVINI E LORO AGGANCIO IN MACCHINA	65
FIG. 5.7-2 PROVINO CON ESTENSIMETRI MONTATI A PONTE DI WHEATSTONE COMPLETO	65
FIG. 5.7-3 FISSAGGIO DEL PROVINO IN MACCHINA CON CARICO APPLICATO	66
FIG. 5.7-4 VARIAZIONE DELLA DEFORMAZIONE NEL TEMPO	68
FIG. 5.7-5 CONFIGURAZIONE A PONTE COMPLETO E DISPOSIZIONE DEGLI ESTENSIMETRI PER LO SFORZO NORMALE	68
FIG. 5.7-6 GRAFICO DELLA DEFORMAZIONE IN FUNZIONE DEL TEMPO PER IL PP GF30%	69
FIG. 5.7-7 GRAFICO DELLA DEFORMAZIONE IN FUNZIONE DEL TEMPO PER IL PP 40% T	69
FIG. 5.7-1 MODELLO 3D DEI COMPONENTI STUDIATI	71
FIG. 6.1-1 VISTA DELLE DIMENSIONI DIFFERENTI DELLE PALE	72
FIG. 6.1-2 VISUALIZZAZIONE DEI CARICHI E DEGLI ANGOLI DI INTERESSE PER LA FILETTATURA	73
FIG. 6.1-3 GIRANTE CON MESH TRIANGOLARE A SEI NODI	75
FIG. 6.1-4 VINCOLI PER DETERMINAZIONE SFORZO SULLE PALE	75
FIG. 6.1-5 ANDAMENTO TENSIONALE DELLA GIRANTE SECONDO VON MISES	76
FIG. 6.1-6 VINCOLI PER LA DETERMINAZIONE DELLO SFORZO SUL CODOLO	76
FIG. 6.1-7 ANDAMENTO TENSIONALE SECONDO VON MISES SUL CODOLO DELLA GIRANTE CON SEZIONE RIDOTTA	77
FIG. 6.1-8 SCHEMA DEL ROTORE CON CARICHI APPLICATI	78
FIG. 6.1-9 DIFFERENTE DISPOSIZIONE DEI FORI TRA GIRANTE ATTUALE E FUTURA	80
FIG. 6.2-1 SCHEMATIZZAZIONE DEL MOTORE MEDIANTE STRUTTURA TRABEIFORME	82
FIG. 6.2-2 NUMERAZIONE PUNTI DI AGGANCIO E FORZE APPLICATE	83
FIG. 6.2-3 VINCOLI E CARICHI UTILI A IDENTIFICARE GLI SFORZI SULLE ALETTE	83
FIG. 6.2-4 ANDAMENTO TENSIONALE DELLE ALETTE SECONDO VON MISES	84
FIG. 6.2-5 ANALISI CFD DELL'ASSIEME VOLUTA GIRANTE	86
FIG. 6.2-6 VINCOLI E CARICHI PER IL CASO DI PRESSIONE INTERNA NELLA VOLUTA	86
FIG. 6.2-7 ANDAMENTO TENSIONALE SULLA SPIRALE SECONDO VON MISES	87
FIG. 6.2-8 VISTA IN SEZIONE DELLA SEDE O-RING	88
FIG. 6.2-9 CURVA SFORZO DEFORMAZIONE APPROSSIMATA MEDIANTE POLINOMIO DI MOONEY-RIVLIN A 3 PARAMETRI	90
FIG. 6.2-10 SUDDIVISIONE DEGLI ELEMENTI PER LA GESTIONE DELLE DEFORMAZIONI	91
FIG. 6.2-11 TIPI DI VINCOLO UTILIZZATI	92
FIG. 6.2-12 PARAMETRI SCELTI PER I VINCOLI FRICTIONAL	92
FIG. 6.2-13 DATI DEL RISOLUTORE	93
FIG. 6.2-14 DEFORMAZIONE DELL'O-RING RISPETTO ALLA PROPRIA SEDE	94

FIG. 6.2-15 TABELLA DELLA FORZA DI COMPRESSIONE IN RELAZIONE ALLA DUREZZA	95
FIG. 6.2-16 CARICHI E VINCOLI UTILIZZATI PER LO STUDIO DELLA SEDE O-RING	96
FIG. 6.2-17 GRAFICO DELL'ANDAMENTO DEL COMPRESSION SET	97
FIG. 6.2-18 VISTE ISOMETRICA E DAL BASSO DELLA TENSIONE SECONDO VON MISES ALLA PRESSIONE MINIMA	98
FIG. 6.2-19 VISTE ISOMETRICA E DAL BASSO DELLA TENSIONE SECONDO VON MISES ALLA PRESSIONE MEDIA	98
FIG. 6.2-20 VISTE ISOMETRICA E DAL BASSO DELLA TENSIONE SECONDO VON MISES ALLA PRESSIONE MASSIMA	99
FIG. 6.2-21 EVIDENZA DELLE ZONE CON $P > 5$ MPa NELLA CONFIGURAZIONE A P_{MIN}	99
FIG. 6.2-22 EVIDENZA DELLE ZONE CON $P > 20$ MPa NELLA CONFIGURAZIONE A P_{MED}	100
FIG. 6.2-23 EVIDENZA DELLE ZONE CON $P > 33$ MPa NELLA CONFIGURAZIONE A P_{MAX}	100
FIG. 6.2-24 DEFORMAZIONE DELLA VOLUTA NELLA CONFIGURAZIONE A P_{MAX}	100
FIG. 6.2-25 DEFORMAZIONE DELLA VOLUTA NELLA CONFIGURAZIONE A P_{MAX} E 70°C	102
FIG. 6.2-26 DEFORMAZIONE DELLA VOLUTA NELLA CONFIGURAZIONE A P_{MED} E 70°C	102
FIG. 6.2-27 DEFORMAZIONE DELLA VOLUTA NELLA CONFIGURAZIONE A P_{MIN} E 70°C	102
FIG. 6.3-1 CARICHI E VINCOLI UTILIZZATI PER LO STUDIO DELLA PRESSIONE DEL FLUIDO SUL CORPO POMPA	103
FIG. 6.3-2 EFFETTO DELLA PRESSIONE DEL FLUIDO SUL CORPO POMPA	104
FIG. 6.3-3 CARICHI E VINCOLI ASSEGNATI PER LO STUDIO DELLA FORZA DELL'O-RING SUL CORPO POMPA	105
FIG. 6.3-4 ANDAMENTO DELLE PRESSIONI SECONDO VON MISES DATO DALL'O-RING	105
FIG. 6.3-5 DEFORMAZIONE DEL PUMP BODY PER EFFETTO DELLA PRESSIONE DELL'O-RING	106
FIG. 6.3-6 CARICO COMBINATO, INTERNO ED ESTERNO	107
FIG. 6.3-7 ANDAMENTO TENSIONALE PER IL CASO DI DOPPIA PRESSIONE	107
FIG. 6.3-8 MODIFICA DEL CORPO POMPA PROPOSTA	108
FIG. 7.1-1 GRAFICO DELL'ANDAMENTO DI PRESSIONE PER LA GIRANTE	110
FIG. 7.1-2 DATI DELLA MESH PER LA GIRANTE	110
FIG. 7.1-3 PUNTO DI INIEZIONE E CANALI DI ALIMENTAZIONE SCELTI PER LA GIRANTE	111
FIG. 7.1-4 TABELLA DELLE DIMENSIONI DELLO SPRUE IN BASE AL MATERIALE	111
FIG. 7.1-5 GRAFICO DELLA VARIAZIONE DI PRESSIONE IN FUNZIONE DELLA PORTATA PER LA GIRANTE	112
FIG. 7.1-6 CURVE DI IMPACCAMENTO GIRANTE	114
FIG. 7.1-7 ANDAMENTO DELLA PRESSIONE NEI DIFFERENTI PUNTI DELLA CAVITÀ PER LA GIRANTE	115
FIG. 7.1-8 DESIGN CANALI DI RAFFREDDAMENTO DELLA GIRANTE	115
FIG. 7.1-9 STAMPO GIRANTE A QUATTRO CAVITÀ CON RAFFREDDAMENTO E INIEZIONE	116
FIG. 7.1-10 ORIENTAMENTO MEDIO FIBRE NELLA GIRANTE	116
FIG. 7.2-1 GRAFICO DELL'ANDAMENTO DI PRESSIONE PER LA VOLUTA	117
FIG. 7.2-2 DATI DELLA MESH PER LA VOLUTA	118
FIG. 7.2-3 PUNTO DI INIEZIONE E CANALI DI ALIMENTAZIONE SCELTI PER LA VOLUTA	119
FIG. 7.2-4 GRAFICO DELLA VARIAZIONE DI PRESSIONE IN FUNZIONE DELLA PORTATA PER LA VOLUTA	120
FIG. 7.2-5 DIFETTO DI STAMPAGGIO RISCONTRATO NELLA VOLUTA	121
FIG. 7.2-6 LINEE DI GIUNZIONE NELLA VOLUTA	121
FIG. 7.2-7 CURVE DI IMPACCAMENTO VOLUTA	122
FIG. 7.2-8 DEFLESSIONE IN SCALA 10:1 DELLA VOLUTA	123
FIG. 7.2-9 CIRCUITO DI RAFFREDDAMENTO PER LA VOLUTA	123
FIG. 7.2-10 STAMPO CON CANALI DI RAFFREDDAMENTO E INIEZIONE PER VOLUTA	124
FIG. 7.3-1 GRAFICO DELL'ANDAMENTO DI PRESSIONE PER IL CORPO POMPA	125
FIG. 7.3-2 DATI DELLA MESH PER IL CORPO POMPA	125
FIG. 7.3-3 PUNTO DI INIEZIONE E CANALI DI ALIMENTAZIONE SCELTI PER IL CORPO POMPA	126
FIG. 7.3-4 RIPROGETTAZIONE DEI PUNTI DI INIEZIONE	127
FIG. 7.3-5 SECONDA RIPROGETTAZIONE DEI PUNTI DI INIEZIONE	127
FIG. 7.3-6 DEFORMAZIONI AMPLIFICATE PER LE TRE CONFIGURAZIONI PROPOSTE	128
FIG. 7.3-7 CURVA DI IMPACCAMENTO CORPO POMPA	129
FIG. 7.3-8 CANALI DI RAFFREDDAMENTO PROGETTATI PER IL CORPO POMPA	129
FIG. 7.3-9 ORIENTAMENTO MEDIO DELLE FIBRE CON INIEZIONE DALL'ALTO NEL CORPO POMPA	130
FIG. 7.3-10 ORIENTAMENTO MEDIO DELLE FIBRE CON INIEZIONE LATERALE NEL CORPO POMPA	130

FIG. 7.3-11 APERTURA NELLA SEZIONE DI TENUTA DOVUTA ALLA DEFORMAZIONE	131
FIG. 8.1-1 BRACKET ATTUALE E RIPROGETTATO	134
FIG. 8.2-1 SCHEMA DEL CARICO E DEL SETTORE CIRCOLARE IN ANALISI	135
FIG. 8.2-2 GEOMETRIA ORIGINALE E AD ALETTE ALLUNGATE	136
FIG. 8.3-1 VARIANTI DELLA SEZIONE DI ACCOPPIAMENTO DEL BRACKET	137
FIG. 8.3-2 VISTA DALL'ALTO DEL CORPO POMPA MODIFICATO PER RIDURRE LA SUPERFICIE DI CONTATTO	137
FIG. 8.3-3 RISULTATO FINALE DELLA PROGETTAZIONE DEL BRACKET	138
FIG. 8.3-4 OPZIONI DI ASSEMBLAGGIO DEL SUPPORTO POSTERIORE	138
FIG. 8.3-5 POLIPROPILENE OMOPOLIMERO CON RINFORZO IN FIBRA DI VETRO AL 30%	141
FIG. 8.3-6 POLIPROPILENE OMOPOLIMERO CON CARICA AL 40% DI TALCO	142

Elenco delle Tabelle

TABELLA 2-1 SPECIFICHE DEL MERCATO SUDDIVISE PER CATEGORIA	18
TABELLA 2-2 DURATA IN CICLI DI VITA RICHIESTA	19
TABELLA 2-3 PERCENTUALE DI MOTORI CONFORMI A NUMERI DI CICLI PRESTABILITI	19
TABELLA 2-4 PROPRIETÀ POLIPROPILENE	23
TABELLA 2-5 PROPRIETÀ POLIPROPILENE GF 30%	26
TABELLA 2-6 PROPRIETÀ POLIPROPILENE CARICATO TALCO 40%	27
TABELLA 3-1 SELEZIONE NUMERO DI GIRI	38
TABELLA 3-2 DATI RELATIVI ALLA PROVA DI ESPULSIONE ARIA	38
TABELLA 3-3 DATI GLOBALI PROVA ESPULSIONE ARIA	40
TABELLA 5-1 COMPATIBILITÀ EPDM E NBR RISPETTO AGLI AGENTI IN MACCHINA	53
TABELLA 5-2 DATI RELATIVI ALLA PROVA DI SPANAMENTO	56
TABELLA 5-3 FORZA DI DISTACCO TEGOLO	59
TABELLA 5-4 RISULTATI DELLA PROVA DI SVITAMENTO	60
TABELLA 5-5 DATI DI RESISTENZA POLIPROPILENE CON TALCO AL 40% A 23°C	62
TABELLA 5-6 DATI DI RESISTENZA POLIPROPILENE CON TALCO AL 40% A 70°C	63
TABELLA 5-7 DATI DI RESISTENZA POLIPROPILENE CON FIBRA DI VETRO AL 30% A 23°C	63
TABELLA 5-8 DATI DI RESISTENZA POLIPROPILENE CON FIBRA DI VETRO AL 30% A 70°C	63
TABELLA 5-9 MISURE DI DEFORMAZIONE DEL PROVINO NEL TEMPO CON MASSA DA 20 KG	66
TABELLA 5-10 MISURE DI DEFORMAZIONE DEL PROVINO NEL TEMPO CON MASSA DA 15 KG	67
TABELLA 5-11 MISURE DI DEFORMAZIONE DEL PROVINO NEL TEMPO CON MASSA DA 15 KG (SENZA RIMOZIONE)	67
TABELLA 6-1 CALCOLO DELLA TENSIONE CIRCONFERENZIALE AGENTE SULLA VOLUTA	85
TABELLA 6-2 CALCOLO DEI TRIANGOLI DI VELOCITÀ [21]	85
TABELLA 6-3 VALORI DELLA CURVA SFORZO DEFORMAZIONE PER L'ELASTOMERO	89
TABELLA 7-1 VALUTAZIONE DIMENSIONE MESH GIRANTE	109
TABELLA 7-2 IDENTIFICAZIONE DELLA PORTATA DI INIEZIONE PER LA GIRANTE	113
TABELLA 7-3 VALORI DELLA MESH PER LA VOLUTA	118
TABELLA 7-4 IDENTIFICAZIONE DELLA PORTATA DI INIEZIONE PER LA VOLUTA	120
TABELLA 8-1 DATI DEI MATERIALI PER IL CALCOLO DI RESISTENZA DELL'ALETTA DI AGGANCIO	135

Sommario

Lo studio preventivo e l'analisi completa di *failure* è una pratica fondamentale per la produzione di componenti in larga scala. Questo tipo di studio è altamente impiegato in settori ad elevata concorrenza, come quello dei componenti per elettrodomestici. Gli approcci sostenibili, per garantire la qualità e l'efficienza dei prodotti, sono di due tipi: l'approccio sperimentale e quello combinato teorico/sperimentale. Nel primo caso si passa attraverso la creazione di prototipi successivi, individuando di volta in volta gli aspetti critici del prodotto. Nel secondo caso, invece, si passa per una fase preventiva analitica, basata su teorie esatte o approssimate (ad esempio l'analisi agli elementi finiti); per arrivare solo in un secondo momento alla creazione di prototipi funzionali, esenti da difetti grossolani e molto più vicini alla “soluzione di ottimo” ottenibile mediante le tecnologie impiegate.

La tesi descritta di seguito ha come obiettivo l'applicazione del secondo metodo per la valutazione di prestazioni: meccaniche, di efficienza nello stampaggio e di economicità, di componenti in materiale polimerico applicati nella creazione di motopompe per elettrodomestici. In particolare, a livello meccanico, verranno studiate le sollecitazioni presenti sui vari componenti della pompa, e saranno implementate in software FEM come Ansys e SimLab per verificare la resistenza delle varie parti ed un'eventuale modifica delle stesse. I materiali coinvolti nello studio saranno: compositi a fibra corta con matrice di polipropilene e *compound* di talco sempre con matrice di polipropilene. Nei componenti studiati sarà considerato anche l'effetto termico, dovuto alle temperature raggiunte in esercizio ($20 \div 70$ °C), non trascurando aspetti riguardanti il rilassamento delle tensioni. L'analisi strutturale sarà interfacciata con quella di stampaggio derivante dallo studio tramite Moldflow, in particolare facendo attenzione all'orientazione delle fibre ed eventuale presenza di linee di giunzione. Si toccheranno, sempre attraverso gli stessi strumenti, anche aspetti riguardanti la sfera economica del prodotto, andando ad intervenire sulla geometria, effettuando una vera e propria riprogettazione dei componenti, per risolvere problematiche relative al trasporto ed al costo di produzione dovuto al design attuale. Lo scopo dell'elaborato sarà quello di individuare: gli aspetti critici del prodotto, le modifiche per i singoli componenti analizzati ed i vantaggi connessi alle modifiche proposte.

Capitolo 1

Stato dell'arte

In questo capitolo verranno discussi gli aspetti riguardanti l'evoluzione tecnologica relativa ai motori elettrici per lavastoviglie. In particolare, si farà attenzione ai cambiamenti sostanziali a livello tecnico, passando per la variazione nella scelta dei materiali utilizzati, questo aspetto risulta fondamentale per la corretta comprensione delle ragioni per cui nasce il progetto di tesi in oggetto.

1.1 Storia della lavastoviglie

La lavastoviglie è un apparecchio che ha la funzione di lavaggio e asciugatura delle stoviglie, per mezzo di bracci rotanti che spruzzano acqua calda in pressione ($T_{\text{esercizio}} \approx 45\div 75^{\circ}\text{C}$).

L'invenzione della lavastoviglie risale al 1886 per merito di dell'inventrice Josephine Cochrane la cui azienda è nota oggi come KitchenAid; l'avvento di questo dispositivo in Europa risale invece al 1929, grazie all'azienda tedesca Miele.

A metà degli anni '20 questo elettrodomestico aveva già gran parte degli elementi che ancora oggi lo caratterizzano. Negli anni 40 riceve in aggiunta l'elemento che consente l'operazione di asciugatura, andando a completare la configurazione attuale. Alla fine degli anni '70 questo elettrodomestico è diventato di uso comune nelle abitazioni (nel 2012 più del 75% delle abitazioni in Europa centrale e NAR¹ possiede una lavastoviglie); invece, per attività commerciali come: ristoranti, bar e mense, suddetto strumento è diventato insostituibile [1].

In questo elaborato verranno trattate le motopompe operanti in macchine per uso domestico, le cui temperature di esercizio sono quelle indicate in precedenza. I dati tecnici riguardanti la permanenza a tali temperature, e le pressioni richieste in esercizio, verranno descritti nei paragrafi successivi. Si vuole precisare che grazie alla scoperta di detersivi di nuova generazione, e per evitare rischi di incendio e degradazione prematura di componenti in materiale polimerico, le temperature in macchina non possono superare gli 83°C (NSF/ANSI Standard 184), comunemente si opera a $T_{\text{max}} \leq 75^{\circ}\text{C}$.

1.2 Evoluzione tecnica delle motopompe

L'avvento di motori elettrici nelle lavastoviglie risale al 1929 grazie alla tedesca Miele, come già citato. La funzione del motore elettrico nel sistema lavastoviglie è quello di movimentare la girante della pompa. La rotazione di questo organo, in

¹ NAR = North America Region

accoppiata con gli altri elementi dell'idraulica, permette di imporre una prevalenza all'acqua. L'acqua in pressione viene veicolata, per mezzo di anali appositi, agli *spray arm*² i quali riversano il mix di acqua e detersivo nel cesto di lavaggio. La tipologia di motore in analisi è detta "di circolazione", questa accezione deriva dalla sua funzione. In Fig. 1.2-1 è possibile vedere la posizione tipica di una motopompa in macchina.

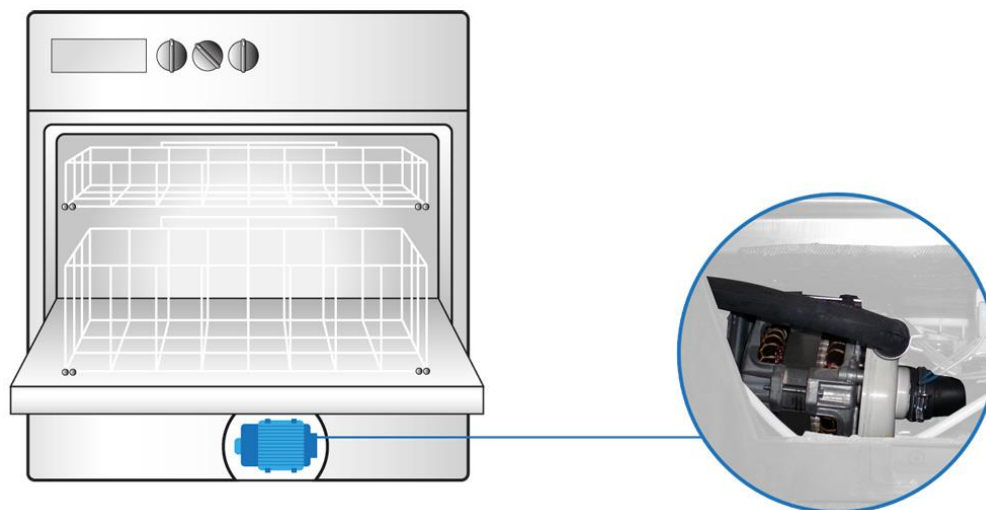


Fig. 1.2-1 Posizione di una motopompa in una lavastoviglie

1.2.1 Motore asincrono

Storicamente i motori utilizzati nelle lavastoviglie sono di tipo a spazzole, presto soppiantati dal motore asincrono con condensatore, la funzione del condensatore è quella di creare un tempo di sfasamento tra le fasi. Il motore si compone di una parte fissa detta statore, e una parte mobile detta rotore. Lo statore è formato da un pacco di lamierini a forma circolare (vedremo in questo paragrafo l'evoluzione geometrica dei pacchi lamierini). Le scanalature interne al pacco di lamierini statorici accolgono i conduttori (filo di rame/alluminio smaltato) dell'avvolgimento statorico. Il rotore è situato all'interno dello statore ed è costituito da un pacco di lamierini aventi forma di corona circolare. Il pacco di lamierini presenta un foro centrale per poter alloggiare l'albero motore, e scanalature esterne (cave rotoriche) per alloggiare l'avvolgimento. La distanza presente tra rotore e statore è detta traferro e deve avere una dimensione sufficiente a garantire la libera rotazione del rotore [2].

Iniziamo quindi a descrivere l'evoluzione dei motori, andando a valutare quelli che possono essere gli aspetti più vicini all'analisi a livello meccanico, e cercando di giustificare le variazioni di design dei vari prodotti.

In Fig. 1.2-2 è possibile vedere un motore degli anni '80 realizzato da Sole, azienda dell'ex gruppo Zanussi (oggi Electrolux) che oggi è posseduta da una multinazionale giapponese sotto il nome di Nidec.

² *Spray arm* = Bracci rotanti di lavaggio



Fig. 1.2-2 Vista laterale e posteriore di motore per lavastoviglie anni '80

A differenza di quanto detto nella fase descrittiva questo motore ha il pacco lamierini di statore a base quadrata con angoli smussati, questo va ad influenzare sia il peso del motore che il suo ingombro laterale. È importante far notare l'altezza del pacco lamierini, in questo caso parliamo di un "pacco 66", ovvero una dimensione assiale, rispetto all'asse di rotazione del motore, pari a 66 mm. Il pacco lamierini è attraversato da parte a parte da quattro viti prigioniere che si fissano sui due scudi in alluminio pressofuso. Posteriormente è installata una ventola in materiale termoplastico rinforzato con fibra di vetro, il suo impiego ha lo scopo di asportare il calore interno prodotto per effetto Joule. Anche se non è visibile in modo chiaro, gli avvolgimenti sono realizzati in rame. Per quel che riguarda la parte superiore (la più interessante per ciò che riguarderà lo studio su cui si basa il progetto di tesi) è presente un'idraulica in materiale termoindurente (la voluta) ed una girante in materiale termoplastico

rinforzato in fibra di vetro. Sia per quel che riguarda la voluta che la girante, gli spessori sono ≥ 3 mm e non viene discriminato l'impiego di materiale rinforzato da quello non rinforzato; anche a causa della scarsa conoscenza sui polimeri degli anni '80. La voluta è realizzata in due semi metà, entrambe ottenute per stampaggio ad iniezione, e successivamente saldata a lama calda (dopo averci inserito la girante) creando problemi in assemblaggio per la difficoltà di afferraggio e mantenimento in posizione della girante. Infine, si vuol far notare l'utilizzo di 8 viti per il fissaggio dell'elemento idraulico sul corpo del motore. Si ricorda che in questa configurazione, il motore e la parte idraulica sono completamente separati (ad eccezione della zona di calettamento tra albero e girante) e dev'essere garantita l'assenza di trafilamenti tra voluta e rotore. Negli anni '90 sono state introdotte delle motopompe, come quella visibile in Fig. 1.2-3. Il pacco lamierini è ancora una volta a base quadrata, ma ha dimensioni molto più contenute, si parla infatti di "pacco 26". Il pacco è attraversato da 4 viti che lo fissano agli scudi in alluminio.



Fig. 1.2-3 Motore asincrono anni '90 con idraulica semplice

L'unico reale tratto distintivo rispetto al motore precedente sta nella notevole riduzione della taglia, andando a portare ampi vantaggi in termini di: costo di produzione, della materia prima e peso dello stesso. Anche in questo caso l'elemento che costituisce l'idraulica è realizzato in materiale termoindurente ed è fissato allo scudo tramite 4 viti. Vengono mantenuti i problemi relativi all'assemblaggio dalla parte idraulica, vista la presenza della saldatura tra le due metà della voluta.

Verso la metà degli anni '90 si è passati ad una motopompa "rivoluzionaria" (progetto realizzato da Nidec, all'ora Sole, per Electrolux) che inglobava in un unico oggetto la pompa di circolazione con quella di scarico. Suddetta pompa, sempre gestita da un motore elettrico asincrono, è visibile in Fig. 1.2-4. Motopompa DIVA anni '90. L'unione di questi due componenti dava la possibilità di gestire, tramite un solo motore, la completa circolazione dell'acqua nella lavastoviglie, generando però una serie di aspetti sfavorevoli tra cui citiamo: in caso di guasto si ha la perdita di entrambi

gli organi di circolazione, idraulica molto complessa e velocità di esercizio per scarico e circolazione molto differenti (non facilmente gestibile).

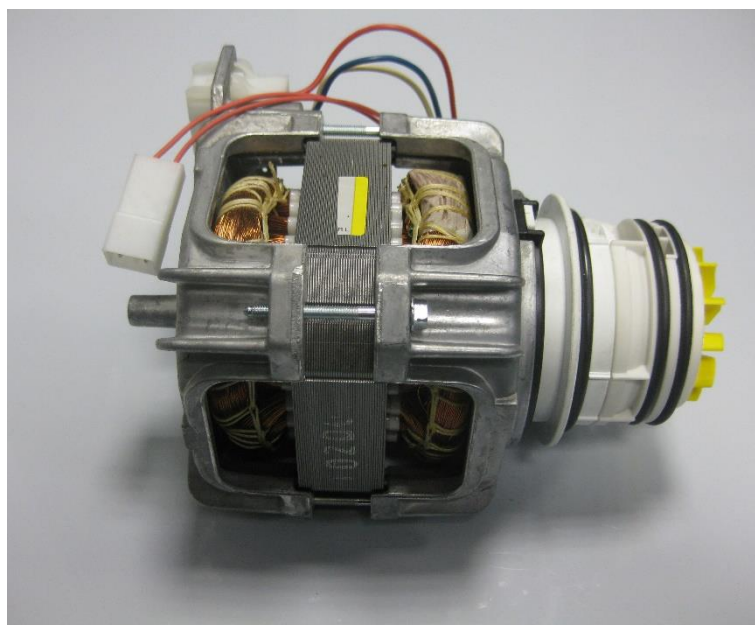


Fig. 1.2-4 Motopompa DIVA anni '90

Come si può notare il progetto DIVA possiede un'idraulica più complessa (in foto non è presente la voluta) rispetto alla precedente. A differenza dei motori anni '80 e inizio '90 si iniziano a vedere i primi passi verso la compatibilità ambientale vista l'assenza di componenti in materiale termoindurente che non permette la riciclabilità. L'architettura di base del motore elettrico è la medesima, vengono inoltre condivisi l'altezza del pacco ed aspetti geometrici riguardanti gli scudi.

L'avanzamento della tecnologia rispetto a quella precedentemente illustrata ha vantaggi in termini di: costo del componente e l'eliminazione di un secondo motore per lo scarico.

Per le altre case (Electrolux esclusa) a fine anni '90 nasceva, quello che a grandi linee ancora oggi è il motore installato nelle lavastoviglie di bassa/media gamma. L'architettura elettrica è molto simile a quella dei motori DIVA, ma si discostano radicalmente per il concetto dell'idraulica che torna a trattare la pompa di circolazione e quella di scarico in maniera distinta. Da questo momento storico in avanti i due motori sono stati sempre separati, lasciando quelli per lo scarico (tecnologicamente poveri) a mercati capaci di sostenere la produzione di prodotti a basso valore aggiunto, come quello cinese. In questa classe di prodotti inizia ad essere presente un utilizzo sapiente dei meccanismi di fissaggio ereditati dalla progettazione nel settore *automotive* dove lo studio sugli accoppiamenti e dei materiali polimerici era già avanzato. Le modifiche progettuali descritte sono visibili in Fig. 1.2-5.

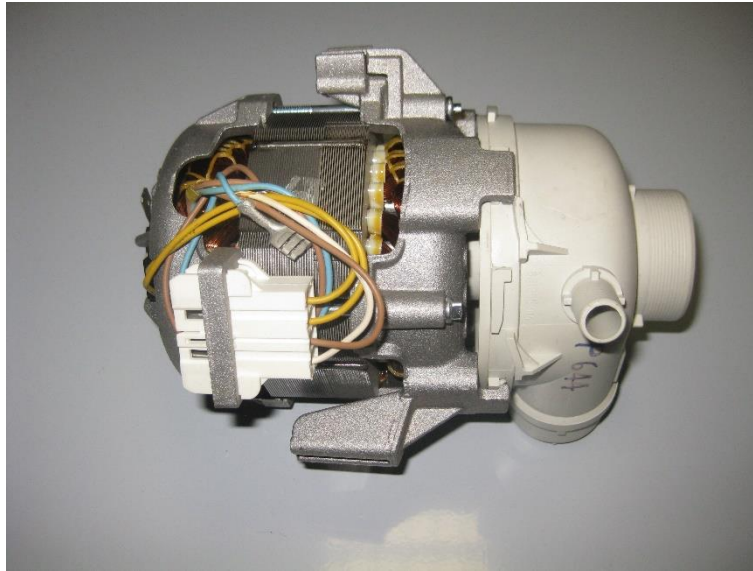


Fig. 1.2-5 Motopompa fine anni '90

Come detto si possono notare le alette di accoppiamento tra voluta e scudo del motore elettrico. L'aggiunta di queste *features* permette di risparmiare sia in termini di costo dei componenti che in termini di tempo di assemblaggio, grazie alla rimozione delle viti di fissaggio della voluta. Vengono conservati gli scudi in alluminio, che però riducono le proprie dimensioni passando da: una geometria a base quadrata ad una a base circolare; questa modifica accomuna anche il pacco lamierini, tornando in accordo con la definizione proposta all'inizio del paragrafo. In basso, vicino al tubo di mandata in Fig. 1.2-5, si vuole far notare il dispositivo per l'aggancio in macchina, integrato nella pressofusione di alluminio dello scudo, questa parentesi ci servirà di seguito per evidenziare differenze e risultati delle analisi in un paragrafo dedicato.

1.2.1.1 Metal replacement

L'obiettivo del *metal replacement* è quello di sostituire componenti originariamente metallici, con componenti in materiale plastico, sono attualmente disponibili nuovi materiali tecnici termoplastici che presentano caratteristiche di ottima resistenza e rigidità, offrendo prestazioni eccezionali per la sostituzione dei metalli. Posseggono anche eccellenti doti di elasticità e di resistenza allo scorrimento, sono capaci di mantenere buone prestazioni strutturali anche ad alte temperature e contemporaneamente resistere alla corrosione, qualità che il metallo non può sempre corrispondere. I progetti di *metal replacement* richiedono competenze ed esperienze pluriennali e multisettoriali nell'intera filiera del processo ed è fondamentale l'approfondimento iniziale delle specifiche di progetto e dei requisiti dell'applicazione richiesta dal cliente. Produrre con tecnopolimeri in sostituzione dei metalli implica cambiamenti nelle tecnologie impiegate e nei processi di industrializzazione, ma non solo, il cambiamento deve avvenire anche a monte, nella fase di progettazione [3]. Come in molti ambienti industriali, la richiesta di riduzione dei costi non poteva non presentarsi anche in un settore altamente competitivo come quello dell'elettrodomestico. Per far fronte a questo tipo di richieste, sono stati introdotti i polimeri in più larga scala; si ricorda infatti che già il motore anni '80 (presentato ad

inizio capitolo) vi erano dei componenti plastici. La differenza rispetto ai modelli precedenti sta nella: migliore progettazione dei prodotti polimerici (spessori più omogenei, sformatura per facilitare l'estrazione delle parti ecc.) e soprattutto impiego di questi componenti a livello strutturale. In Fig. 1.2-6 sono visibili due esempi di *redesign* dei componenti per le motopompe, si consideri che una delle due versioni, ancora oggi, è commercializzata per alcuni clienti di Nidec.



Fig. 1.2-6 Esempi di applicazione del metal replacement

Dalla Fig. 1.2-6 si può vedere il radicale intervento su parti strutturali come gli scudi, per le quali si è passati da pressofusione di alluminio al PBT³ stampato ad iniezione, con notevole riduzione di peso e costo dei componenti. Andando a realizzare queste parti in materiale polimerico, risulta necessario intervenire sul loro design. È facile

³ PBT = Polibutadienetereftalato

notare come gli scudi in polimero siano ricchi di nervature lungo le superfici, caratteristica non presente nelle parti realizzate in metallo. L'ausilio di geometrie di rinforzo come le nervature, consente di realizzare dei prodotti con sezione per lo più costante, andando a rispettare le principali regole di progettazione con materiale polimerico, questo produce pezzi di elevata qualità e conformi rispetto a quanto previsto da disegno progettuale [4].

L'utilizzo di prodotti in materiale plastico derivante da stampaggio ad iniezione consente (in caso di corretta progettazione) di realizzare componenti finiti pronti per l'assemblaggio; senza la necessità di riprendere, tramite lavorazione per asportazione di truciolo, zone in accoppiamento con altre parti dell'assieme. Questa necessità è presente nelle sedi dei cuscinetti e nelle superfici di accoppiamento tra scudo e pacco lamierini. In suddette zone nella versione in alluminio si era costretti, una volta stampato per pressofusione il componente, a riprenderlo in macchina a controllo numerico per garantire le tolleranze di planarità e portare a misura la sede del cuscinetto. Questa serie di lavorazioni sugli scudi non risulta più necessaria una volta passati alla plastica. Lo stampaggio a iniezione consente, infatti, di ottenere caratteristiche dimensionali sufficienti già all'uscita dello stampo. Si faccia però attenzione agli accorgimenti tecnici presi nella sede del cuscinetto, in questa zona nacquero problemi di ovalizzazione della sede dopo l'estrazione dallo stampo. Si arrivò ad una soluzione molto valida a livello tecnico, la sede circolare originariamente presente venne sostituita da una sede dodecagonale, nella quale devono essere garantite almeno tre superfici di contatto tra disco esterno del cuscinetto e relativa sede. L'accorgimento tecnico preso fa sì che si possano raggiungere tolleranze nell'allineamento rispettivo dei cuscinetti, tali da "non far sentire la mancanza" dell'alluminio. Ancora oggi queste scelte tecniche sono la base di partenza di nuovi progetti relativi ai motori asincroni.

1.2.2 Motore a magneti permanenti

Con l'evoluzione tecnica e la riduzione del costo delle schede di controllo è stato possibile introdurre la tecnologia dei motori BPM⁴. Il motore brushless ("senza spazzole") è un motore elettrico a corrente continua o alternata (in funzione della configurazione sviluppata) avente il rotore con magneti permanenti e lo statore a campo magnetico stazionario o rotante. A differenza di un motore a spazzole non ha quindi bisogno di contatti elettrici striscianti sull'albero del rotore per funzionare. La commutazione della corrente circolante negli avvolgimenti dello statore, e quindi la variazione dell'orientamento del campo magnetico da essi generato, avviene elettronicamente. Ciò comporta una minore resistenza meccanica, e riduce notevolmente la necessità di manutenzione periodica. In un motore brushless sono presenti sulla circonferenza del rotore una serie di magneti, che vanno a sostituire l'avvolgimento rotorico. Il campo magnetico generato dagli avvolgimenti sullo statore è variabile, per controllare la variazione del campo magnetico generato nello statore è necessaria la presenza di un controllo elettronico, che controlla la commutazione della corrente, creando l'inversione del campo magnetico. In termini di risparmio energetico

⁴ BPM = brushless permanent magnet motor

è utile sottolineare che: il rendimento di queste macchine è mediamente maggiore rispetto ai motori asincroni e può arrivare a 0,98 [5].

A metà anni '00 Nidec ha introdotto la prima generazione di motori BPM, sfruttando una tecnologia innovativa che prende il nome di “rotore immerso”. Questa tipologia di motopompe si compone di una parte idraulica tradizionale (centrifuga), dove la girante è calettata sull'albero motore, il tutto senza nessuna tenuta di confinamento del fluido che va ad immergere il rotore e viene utilizzato per la lubrificazione dei cuscinetti a strisciamento (Fig. 1.2-7).

I principali vantaggi del motore descritto sono elencati di seguito:

- contenimento delle dimensioni assiali,
- ridotta manutenzione,
- silenziosità operativa,
- bilanciamento assiale delle spinte idrauliche,
- assenza di tenute meccaniche rotanti.

Il passaggio da cuscinetti tradizionali a sfere, a quelli a strisciamento ha permesso di ridurre notevolmente il rumore e le vibrazioni derivanti dal cuscinetto; senza contare l'economicità della nuova soluzione proposta.



Fig. 1.2-7 Cuscinetto a strisciamento in grafite

La configurazione a rotore bagnato utilizzata nei motori BPM, richiede che la coppia: girante, rotore sia isolata dallo statore a mezzo di una parete, questo compito è demandato al corpo pompa (che sarà descritto nei capitoli successivi).

In Fig. 1.2-8 è visibile la prima generazione di motori a magneti permanenti realizzata; la classe di impiego di questa categoria di motopompe resta la fascia medio/alta della gamma di lavastoviglie.



Fig. 1.2-8 Motopompa BPM Gen 1

Essendo il primo passo dell'azienda in riferimento a questa tecnologia, diversi componenti sono stati sovradimensionati. Sfruttando, però, il *knowhow* acquisito per i motori asincroni, la maggioranza dei componenti è stata realizzata direttamente in materiale polimerico. In questo motore non sono presenti dei veri e propri scudi, ma un corpo pompa che in accoppiata con il *protection cover* hanno funzione strutturale, questi due componenti sono rispettivamente: l'elemento bianco al di sotto della voluta e quello nero in Fig. 1.2-8. Il sovradimensionamento dei componenti è valutabile se confrontato con l'attuale generazione di motopompe (denominata Gen 1,5 terzo step evolutivo dei motori BPM da parte di Nidec). In particolare, per l'albero motore è stato scelto un acciaio inossidabile AISI 660 con trattamento di indurimento superficiale, per prevenire l'usura da strisciamento con le boccole in grafite. La porzione di albero in contatto con le boccole è molto elevata, per garantire un'ampia superficie su cui ripartire gli sforzi con i cuscinetti, minimizzando lo stato tensionale nella zona di interesse. Il pacco lamierini è fissato per mezzo di due viti tra *protection cover* e corpo pompa; sia i lamierini che il rotore non sono elementi sostituibili con materiale plastico per ovvie ragioni legate al funzionamento del motore elettrico. In questa generazione di motori il *cover* ha uno spessore generoso, e deve adempiere a funzioni strutturali. Per quanto riguarda il rotore, sono state testate delle opzioni in plastroferrite, queste realizzano prestazioni elettriche inferiori ed hanno un costo superiore al rotore in ferrite. In linea generale questo motore è tecnologicamente valido (trova attualmente applicazione in molte lavastoviglie al top della gamma), conserva però degli aspetti migliorabili in ottica di riduzione costi.

Nasce allora la necessità di sviluppare un nuovo prodotto; si passa allora al Gen 2, ovvero la seconda generazione di motori a magneti permanenti. Suddetto motore non sarà analizzato nel dettaglio come i precedenti. Si vuole solo precisare che: il Gen 2 ha molti aspetti interessanti racchiusi nel progetto, tra cui la notevole riduzione di dimensione a parità di prestazioni idrauliche. Allo stesso tempo possiede un difetto non trascurabile dalle case produttrici di lavastoviglie, il rumore generato in esercizio e

le vibrazioni connesse a questo fenomeno. Può essere racchiuso in questa pecca la motivazione per cui la seconda generazione non ha suscitato il successo previsto. Nel 2017 è nata la necessità di introdurre una nuova generazione di BPM, per far fronte alle nuove richieste provenienti dal mercato. Questa tecnologia prende il nome di Gen 1,5 ed è il prodotto sulla quale si basa la tesi in oggetto; motore visibile in Fig. 1.2-9.



Fig. 1.2-9 Motopompa Gen 1,5

Con la nuova motopompa (ad oggi ancora in fase prototipale) si vuole intervenire sui vari elementi che la compongono per ridurre il costo produttivo e di assemblaggi. È importante, e lodevole, far notare che il progetto può vantare la totale assenza di parti assemblate tramite viti, riducendo: attrezzature, componenti e tempo in assemblaggio. La sostituzione delle viti è stata fatta andando a rivedere la funzione del *protection cover* che, non avendo più scopo strutturale, è agganciato al corpo pompa con alette *snap fit*⁵, cerchiare in rosso in Fig. 1.2-10. Il posizionamento dello statore e del *protection cover* ha configurazione unica, grazie ad un sistema *poka yoke*⁶, ideato posizionando le alette in modo non equi spaziato nella circonferenza.

⁵ Aletta di ancoraggio a scatto.

⁶ Poka yoke = a prova di errore, la geometria del componente è realizzata in modo tale da non lasciare ambiguità rispetto alla corretta posizione di assemblaggio.

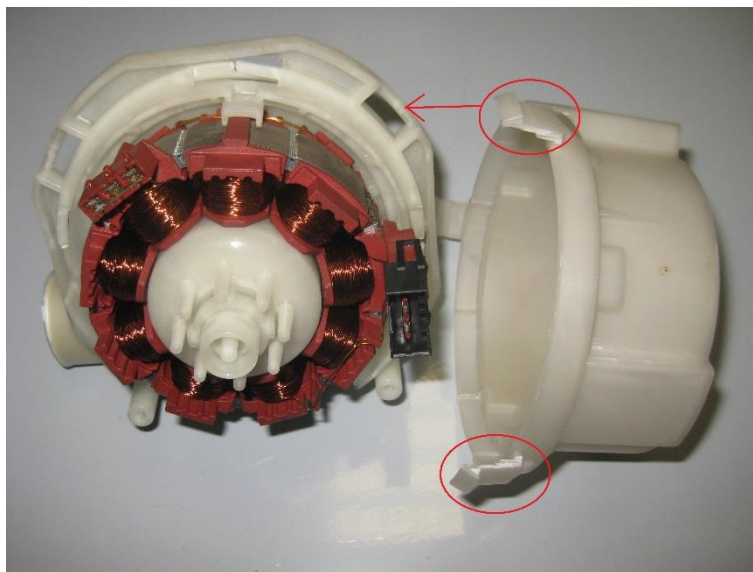


Fig. 1.2-10 Campione di Gen 1,5 con evidenziate le zone di aggancio del cover

Le differenze rispetto alla prima generazione sono molteplici, le principali riguardano proprio la parte del *protection cover* e del pacco lamierini. Partendo dal pacco lamierini, siamo in presenza di un “pacco 20”, con 20 mm di sviluppo assiale; a differenza dei precedenti i lamierini sono lineari ripiegati. La configurazione lineare di tranciatura, piuttosto della più comune tranciatura circolare, permette di ridurre enormemente gli sfridi derivanti da suddetta operazione, con un risparmio in termini di materia prima. Si può vedere anche la presenza di un sovrastampaggio in PA 66 sul lamierino, questo permette di realizzare le sedi per gli avvolgimenti di statore, e di creare direttamente le connessioni per il centro stella ed il connettore della scheda elettronica. Nel sovrastampaggio sono presenti anche delle guide, per posizionare correttamente lo statore sul corpo pompa. Parlando invece del *cover* si è passati da un elemento strutturale per il Gen 1 ad un mero coperchio di protezione per il Gen 1,5, avente come altra funzione quella di assicurare la posizione dello statore, prevenendone lo sfilamento. Questa differente funzione ha permesso: di ridurre la sezione del componente e di ricorrere ad un materiale dalle caratteristiche meccaniche inferiori (con ovvi risparmi sul costo del polimero). Altra zona di intervento è stata l'albero motore, per il quale si è passati da un acciaio AISI 660 ad un AISI 430, comunque capace di soddisfare le esigenze richieste. Infine, il motore è stato progettato in modo che potesse alloggiare sia un “pacco 20” che un “pacco 25”, e rispettivamente un rotore da 15 mm o da 20 mm. Questa caratteristica è stata introdotta andando a modellare l'albero motore, in modo tale che potesse accogliere le due tipologie di rotore. Sono state introdotte altre modifiche minori, che per non appesantire la lettura verranno tralasciate.

A conclusione di questo paragrafo si vuole portare all'attenzione del lettore la differenza sostanziale presente tra il primo motore descritto e lo stato dell'arte attuale. Si consideri che le prestazioni richieste, in macchina, per le due motopompe illustrate in Fig. 1.2-11 è simile, esse si differenziano per la tecnologia del motore, asincrono rispetto ad un BPM.

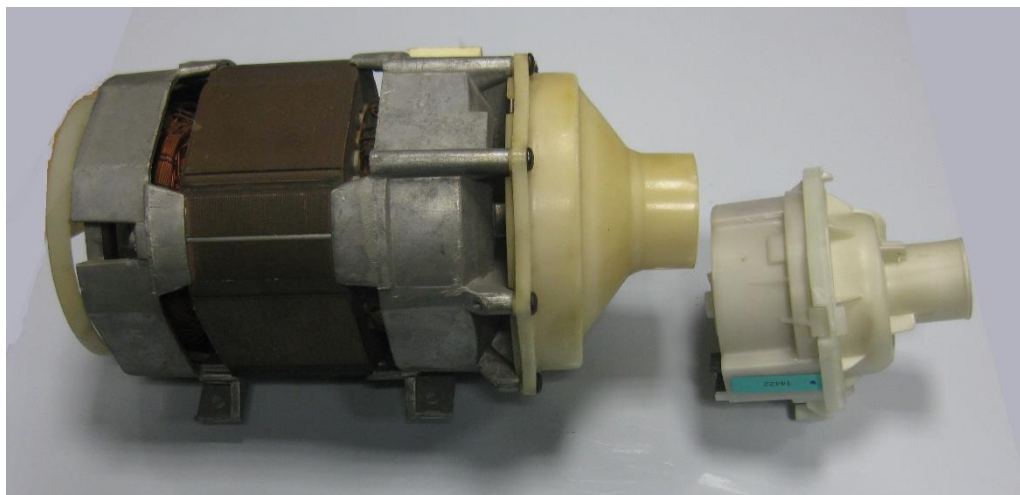


Fig. 1.2-11 Comparazione tra motori

Dall'immagine si comprende il motivo per il quale è stato possibile migrare da componenti metallici a polimerici. È sufficiente valutare la taglia del motore per poter capire quanto possa essere sollecitata la zona degli scudi, a causa della massa del motore e dell'inerzia del rotore.

Capitolo 2

Richieste di mercato e soluzioni adottate

Nel corso del seguente capitolo verranno illustrate le richieste provenienti dal mercato in termini di prestazioni della motopompa. Si terranno come riferimento le specifiche di un cliente leader nel settore dell'elettrodomestico (di cui non è possibile diffondere il nome), questi dati vengono adottati come standard da gran parte dei concorrenti, essendo redatte in modo rigoroso. Di conseguenza l'assunzione fatta non si discosta dalle possibili richieste prestazionali provenienti dalle altre case produttrici. A conclusione saranno introdotte le parti che compongono il motore ed i materiali scelti, in rispetto delle caratteristiche richieste nel paragrafo relativo alle prestazioni.

2.1 Specifiche tecniche

L'analisi dei sopraccitati documenti, ha permesso di estrarre una serie di informazioni fondamentali per arrivare alla definizione delle prestazioni finali, richieste alla motopompa. Per capire da dove hanno origine le informazioni estratte, risulta utile introdurre i due cicli più stressanti per una macchina. In Fig. 2.1-1 e Fig. 2.1-2 si possono vedere: il ciclo veloce e quello intensivo, con i rispettivi tempi di permanenza alle temperature e velocità di rotazione. Si fa notare che il ciclo veloce (a differenza di quanto si potrebbe pensare), è da tenere a riferimento, tanto quanto il ciclo intensivo, per ottenere i parametri più severi in esercizio. Durante questo ciclo si deve riuscire a garantire lo stesso livello di pulizia delle stoviglie, in un tempo inferiore rispetto a quello intensivo; di conseguenza si avranno le massime sollecitazioni meccaniche. Il carico termico massimo si raggiunge in entrambi i cicli ma, nell'esercizio intensivo permane per un periodo più significativo. Il ciclo veloce tende a sollecitare maggiormente anche i componenti elettrici.

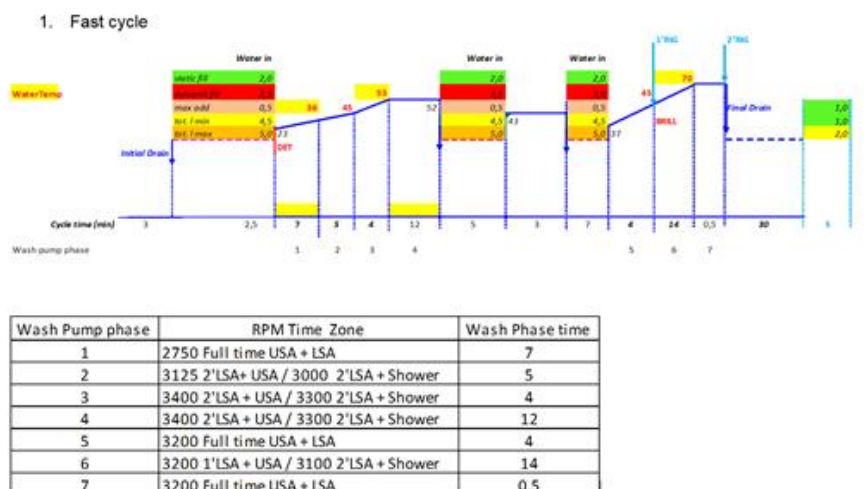


Fig. 2.1-1 Rappresentazione di un ciclo veloce di lavaggio

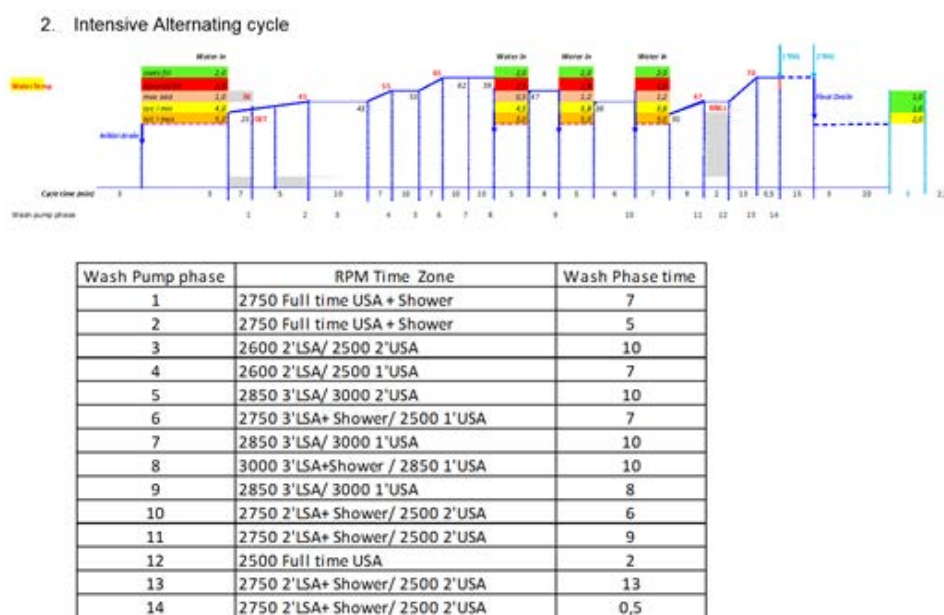


Fig. 2.1-2 Rappresentazione di un ciclo intensivo di lavaggio

L'analisi del carico termico derivante dallo studio dei cicli in macchina risulta utile, viste le proprietà del materiale polimerico. Questa categoria di materiali è soggetta a creep, anche per temperature e carichi relativamente bassi, avendo una zona di regime elastico limitata. Bisogna fare attenzione all'accoppiamento tra sollecitazioni meccaniche e termiche, al fine di valutare correttamente la deformazione che si genera nei vari componenti. Da queste considerazioni nasce una serie di test sui materiali eseguita in laboratorio, e riportata nei capitoli seguenti, allo scopo di creare dei modelli del materiale aderenti alla realtà.

In accoppiamento alle sollecitazioni generate dalla rotazione e dalla temperatura, è presente una pressione interna esercitata dal fluido pompato messo in pressione dalla girante. Sono dettate, anche per le caratteristiche idrauliche, una serie di specifiche utili ad inquadrare le richieste del mercato, e necessarie per individuare il livello di sollecitazione su voluta e corpo pompa. Nelle figure di seguito sono inserite, come per i cicli termici, le curve di prevalenza richieste. Nei grafici sono distinguibili le differenti fasi del ciclo di lavaggio; vengono individuati anche i punti di lavoro: del USA⁷, del LSA⁸, del risciacquo (*shower*) e della loro combinazione. Viene estrapolata da Fig. 2.1-3 e Fig. 2.1-4 la massima prevalenza da imporre al fluido.

⁷ USA = upper spray arm

⁸ LSA = lower spray arm

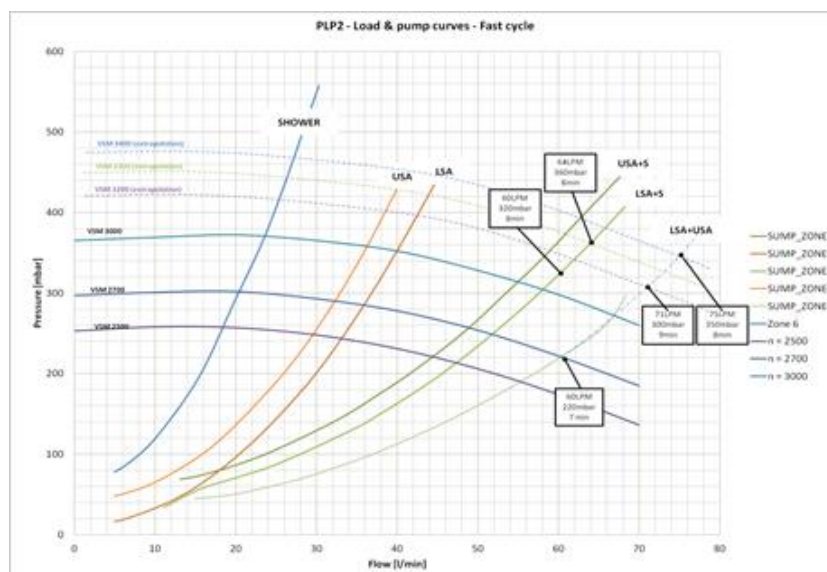


Fig. 2.1-3 Curva idraulica per il ciclo veloce

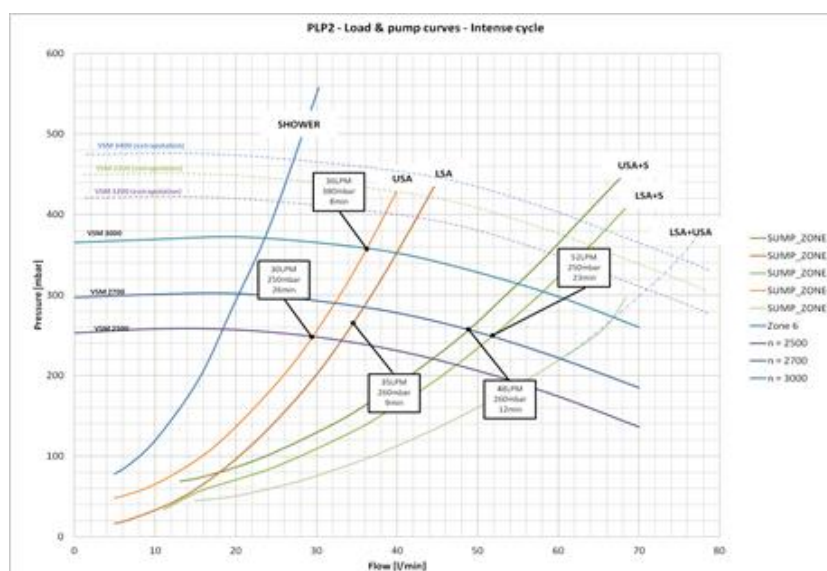


Fig. 2.1-4 Curva idraulica per il ciclo intensivo

I dati raccolti dall'analisi delle specifiche sono riassunti in Tabella 2-1, dove vengono suddivise le prestazioni richieste, in funzione della categoria di appartenenza. La suddivisione è stata fatta in tre categorie in funzione della classe di appartenenza: elettrica, idraulica e altro. Nella sezione idraulica sono presenti la maggior parte dei dati utili, per la determinazione delle sollecitazioni meccaniche agenti sul sistema. L'analisi delle forze e le sollecitazioni agenti sui componenti verranno discusse nei capitoli successivi.

Tabella 2-1 Specifiche del mercato suddivise per categoria

Ambito	Caratteristica	U.M.	Valore
Elettrico	Potenza in input	Watt	≤ 60
	Range di velocità motore	RPM	1000 - 3400
	Range di frequenza voltaggio	Hz	50 - 170
	Massimo voltaggio nominale	Volt	187
	Classe di protezione degli avvolgimenti		B
	Classe di isolamento		F
	Efficienza totale (potenza idraulica in uscita/potenza elettrica in input)	%	> 40
Idraulico	NAR ⁹ /EMEA ¹⁰ portata massimo punto di lavoro a 3200 RPM	l/min	50 ± 5
	NAR/EMEA prevalenza massimo punto di lavoro a 3200 RPM	mbar	387
	Forza di distacco tra pale e disco girante	N	100
	Forza di distacco tubo mandata	N	120
	Forza di distacco tubo scarico	N	100
	Tipo di pompa		Pompa di circolazione a bassa pressione
	Ingresso acqua		Assiale rispetto alla girante
	Uscita acqua		Tangenziale
Altro	Range di temperatura in esercizio	°C	0 - 75
	Range temperatura trasporto/stoccaggio	°C	-35 - 85
	Massima temperatura ambiente (per progettazione)	°C	40
	Potenza sonora massima	dBA ¹¹	40 - 42
	Massima percentuale di materiale riciclato ammessa	%	15

Secondo i risultati estratti in Tabella 2-1, è necessario realizzare una pompa centrifuga, con ingresso assiale e scarico tangenziale. L'accoppiata tra motore elettrico e parte idraulica deve garantire un'efficienza superiore al 40%, rendimento non scontato considerando le tolleranze ottenibili con i componenti polimerici. Si pensi al solo sfarfallamento in rotazione della girante, che in alcuni pezzi arriva a 1,2/1,3 decimi di millimetro. La prevalenza richiesta andrà a sollecitare la voluta e la base del corpo pompa, i quali dovranno essere opportunamente dimensionati per vincere questa pressione. Altri parametri come: la forza di distacco tra pale e disco della girante¹² hanno dato origine a test sperimentali. Le forze relative al distacco dei due tubi, invece, non sono state verificate né mediante calcoli (per assenza di dati in merito alla fascetta di serraggio) né tramite prove a banco, con l'ausilio di dinamometri. I dati riguardanti la rumorosità hanno fornito spunto per uno studio preliminare di vibrazioni, utilizzando il metodo di Dunkerley come modello per l'individuazione della prima frequenza critica di oscillazione.

⁹ NAR = North America region

¹⁰ EMEA = Est, Middle Est and Africa

¹¹ dBA = Decibel pesato A, tiene conto della maggiore sensibilità dell'orecchio umano

¹² Pale e disco sono stampati separatamente e successivamente uniti con saldatura a ultrasuoni

Non va tralasciato l'aspetto riguardante l'affidabilità e la garanzia da fornire al cliente finale; fattori che si ripercuotono indirettamente (nel caso di fallimento della motopompa) sul produttore di motori. Nelle specifiche viene trattato anche questo argomento con parametri differenti in base al mercato, NAR piuttosto che EMEA. La Tabella 2-2 riassume le richieste, distinguendo le "regioni" di impiego.

Tabella 2-2 Durata in cicli di vita richiesta

Regione	Vita [cicli]	Vita [anni]
NAR	2600	10
EMEA	3000	5000 ¹³

La percentuale di conformità dei motori, dopo un certo numero di cicli, deve essere valutata con un intervallo di confidenza pari al 90%.

Tabella 2-3 Percentuale di motori conformi a numeri di cicli prestabiliti

[%]	N° cicli (anni)
97,5	300 (1)
95	600 (4)
90	3000 (10)

Fatte tutte queste considerazioni è stato possibile realizzare (in collaborazione con dei colleghi) un programma prove, stilato in funzione delle specifiche da rispettare. Il programma prevede una serie di test, utili per la validazione del progetto nella sua fase prototipale. Le prove riguardano:

- Performance elettriche
 - Forza controelettromotrice
 - Curva caratteristica (a diverse rpm)
 - Test di innalzamento temperatura¹⁴
- Performance idrauliche
 - Curva caratteristica (a diverse rpm)
 - Test di in pressione statica
 - Test eliminazione aria in voluta
- Rumore e vibrazioni
 - Test proprietario¹⁵
 - Test di rumore (a diverse rpm)
- Prove di vita
 - Test accelerato di usura albero/boccole
 - Test di esercizio a freddo
 - Prova di vita
 - Shock termico

¹³ Ore di esercizio durante il programma più lungo, comprensivo di sporcizia

¹⁴ Variazione della temperatura dell'avvolgimento di statore in esercizio

¹⁵ Non è possibile specificare questo test

A questa serie di prove, ne è stata aggiunta una ritenuta utile consultando le differenti specifiche studiate; la prova citata è quella di eliminazione dell'aria in voluta, inserita nei test idraulici. È stato necessario definire un piano di prova, determinando i parametri utili all'impostazione del test. Non avendo storici per il test in analisi, è stato scelto di procedere per confronto rispetto a dei motori precedenti. L'eliminazione dell'aria dalla voluta ed altre prove di interesse per l'analisi delle sollecitazioni, saranno discusse nei capitoli successivi.

2.2 Introduzione al motore in analisi

Nel capitolo riguardante lo stato dell'arte è stata introdotta la tecnologia riguardante il motore BPM; volontariamente non sono stati mostrati i componenti nel dettaglio ed elencati i vari materiali, di cui sono composti. Nel sotto-paragrafo a seguire sono mostrate le varie parti di cui si compone la motopompa, d'ora in avanti sarà più chiara l'identificazione delle varie parti.

2.2.1 Distinta base

In Fig. 2.2-1 si mostrano i componenti allineati come in sequenza di assemblaggio.

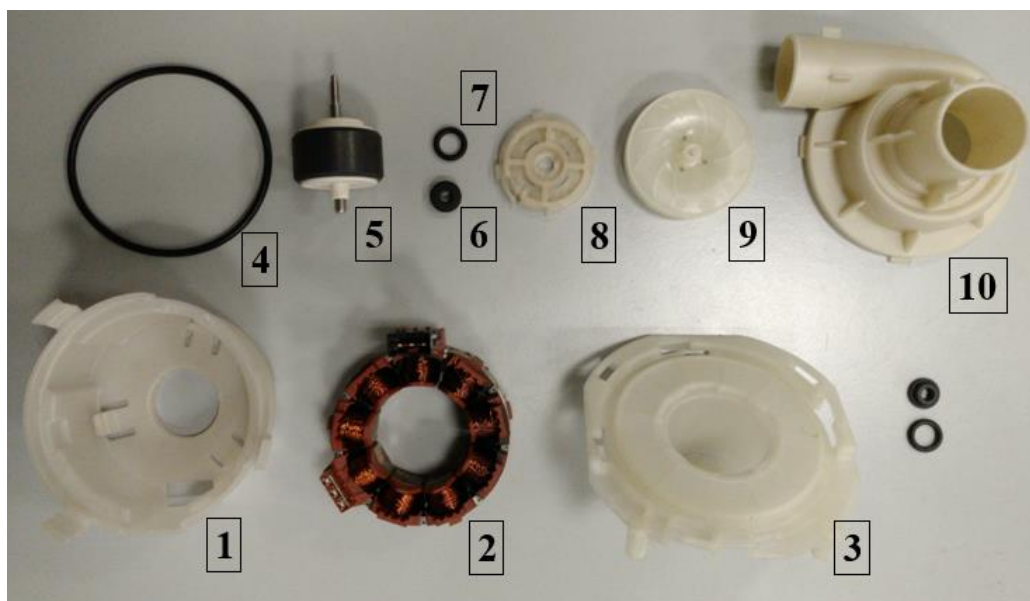


Fig. 2.2-1 Distinta base elementi BPM Gen 1,5

I componenti sono: 1 *protection cover*, 2 statore, 3 corpo pompa, 4 o-ring di tenuta, 5 rotore, 6 boccola, 7 o-ring di accoppiamento, 8 flangia, 9 girante, 10 voluta. L'assemblaggio avviene attraverso questi passi: gli elementi 6 e 7 vanno accoppiati, e posizionati, sia sul fondo dell'elemento 3 che sull'elemento 8. Il corpo 5 va inserito nel corpo 3 allineandosi per mezzo del corpo 6, la boccola di grafite ha la funzione di cuscinetto a strisciamento. L'elemento 8 viene fissato, una volta inseriti 6,7 e 5, tramite delle alette di aggancio. Si fissa l'elemento 9, e il 4 viene inserito nell'apposita sede nell'elemento 3. Si blocca l'elemento 10 e la conclusione dell'assemblaggio avviene con l'accoppiamento di 2 su 3 e la chiusura tramite 1.

Gli organi che sono stati oggetto della gran parte dell'analisi sono: corpo pompa, o-ring di tenuta, girante e voluta. Per lo studio delle vibrazioni sono stati toccati altri elementi, in particolare il rotore.

2.2.2 Materiali in analisi

La scelta dei materiali da impiegare ha origine da conoscenze interne e da esigenze di costo delle varie parti. Entrando nel progetto ad un livello tale per cui, i prototipi avevano già preso fisicamente forma, si è deciso di andare a studiare i componenti per “come sono nati”. Cercando di valutare tutte le sollecitazioni insistenti sugli stessi, e andando a validare i differenti componenti. La valutazione di materiali alternativi, rispetto a quelli che verranno introdotti a breve, è stata eseguita, ma non trova una conclusione in questa tesi.

I materiali in analisi sono: polipropilene omopolimero con rinforzo al 30% di fibra di vetro e polipropilene omopolimero con carica al 40% di talco. Il polimero rinforzato con fibra di vetro è stato impiegato per: i componenti 3, 8 e 9; mentre quello carico con talco è stato utilizzato per il componente 10.

2.2.2.1 Polipropilene

Il polipropilene, conosciuto anche con la sigla PP, riveste un ruolo di grande interesse nel panorama mondiale, essendo tra i più utilizzati nell'industria della plastica (terzo materiale dal punto di vista dei volumi di vendita). La sua diffusione è spiegata analizzandone le caratteristiche in relazione al costo ridotto. Si vuole dare un'introduzione su: chimica e processo produttivo, evidenziando gli aspetti che condizionano la resistenza del materiale derivanti dal processo. A conclusione si introducono i due materiali studiati nella tesi.

I materiali polimerici sono caratterizzati da molecole di origine organica, di grandi dimensioni, ovvero macromolecole o polimeri. All'interno di suddetti materiali è possibile disciogliere, o disperdere, altri componenti, come nel caso dei *compound* e dei fibrorinforzati [6]. Le catene sono rappresentate come una serie di sfere collegate tra loro per formare una “collana”, la loro disposizione influenza la resistenza del materiale.

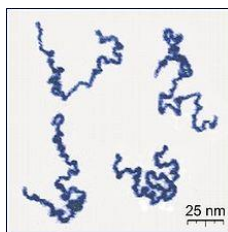


Fig. 2.2-2 Rappresentazione di una catena polimerica con scala di ingrandimento

2.2.2.1.1 Caratteristiche generali

Il polipropilene è un polimero termoplastico, a catena, che può mostrare diverse configurazioni steriche. Questi deriva dalla polimerizzazione del propilene, monomero vinilico, caratterizzato da un doppio legame carbonio-carbonio, il completamento dei legami molecolari è dato da un gruppo metile $-\text{CH}_3$ e tre atomi di idrogeno (Fig. 2.2-3).

Il gruppo metile va ad influenzare: la tatticità del materiale, generando le tre configurazioni possibili del PP che, a loro volta influenzano le proprietà meccaniche.

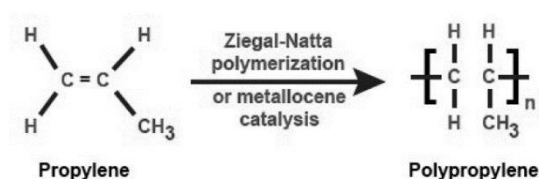


Fig. 2.2-3 Composizione chimica polipropilene

Le configurazioni strutturali ottenibili dal polipropilene sono quelle: isotattica, sindiotattica e atattica, visibili in Fig. 2.2-4.

- La struttura isotattica, di gran lunga la più utilizzata (95% del totale), si realizza quando tutti gli atomi di carbonio hanno la stessa configurazione relativa, ovvero tutti i sostituenti che sporgono dalla catena principale sono sullo stesso lato. Questa configurazione dà origine ad una struttura cristallina compatta (con cristallinità anche pari al 60÷70%), capace di realizzare le migliori proprietà meccaniche. Grazie alla scoperta dei catalizzatori di Natta – Ziegler, che permisero la produzione del polipropilene a basso costo, questo materiale ha preso piede.
- La struttura sindiotattica si realizza quando gli atomi di carbonio adiacenti hanno configurazioni opposte alternate, ovvero i sostituenti sporgono dalla catena principale alternativamente in una direzione e nell'altra. Da questa configurazione si ottiene un materiale rigido a temperatura ambiente.
- La struttura atattica si realizza quando gli atomi di carbonio sono distribuiti casualmente lungo la catena, ovvero i sostituenti sporgono in una direzione o nell'altra senza regolarità [7]. Il risultato di questa configurazione sterica è una gomma amorfa, dovuta alla non compattezza della geometria molecolare.

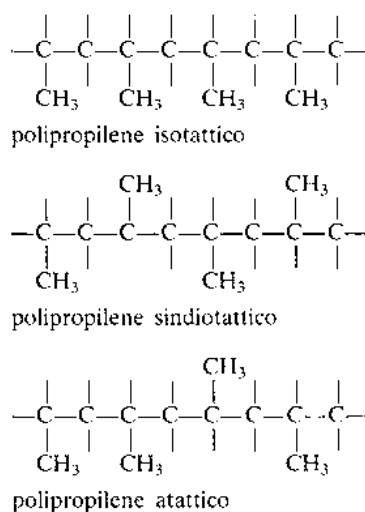


Fig. 2.2-4 Configurazioni steriche polipropilene

La forma isotattica ha le caratteristiche meccaniche e termiche più interessanti: possiede infatti una temperatura di distorsione che si aggira intorno ai 110°C e una $T_{\text{fusione}} = 165\div 180^\circ\text{C}$, mantiene un buon valore di carico di rottura circa pari a 35÷40 MPa. Altre caratteristiche interessanti sono: la sua bassa densità pari a 0,9÷0,915 g/cm³ e l'elevata resistenza a fatica. Non sono da trascurare, infine, la resistenza agli agenti chimici ed ai solventi (funzione molto interessante nel campo delle lavastoviglie) e la bassa costante dielettrica, che lo classifica come un buon isolante. Una serie di proprietà relative al PP sono riassunte in Tabella 2-4 [8].

Tabella 2-4 Proprietà polipropilene

Densità [kg/m ³]	Resistenza a trazione ¹⁶ [MPa]	Modulo elastico [GPa]	Modulo flessionale [GPa]	Temperatura fusione [°C]	Temperatura rammollimento [°C]	Costante dielettrica
0,929	31,6	1,6	1,2	165	110	2,30

2.2.2.1.2 Processo produttivo

Le tecnologie più rilevanti per la produzione di componenti in materiale polimerico sono sostanzialmente: estrusione e stampaggio a iniezione, mediante queste tecniche si ricopre oltre il 90% della produzione mondiale di materie plastiche. L'estrusione consente di ottenere i migliori prodotti a livello di resistenza meccanica, in quanto genera un'orientazione unidirezionale delle macromolecole, oltre a creare filamenti, notoriamente più resistenti rispetto ai componenti massivi (perché caratterizzati da un ridotto contenuto di difetti). Il limite di questa tecnologia sta nelle ridotte geometrie ottenibili. Lo stampaggio ad iniezione, invece, permette di generare componenti dalle geometrie più disparate. Di contro è meno semplice garantire proprietà omogenee nelle parti, per motivi che possono andare: dalla differenza di pressione nelle varie zone dello stampo, alla presenza di difetti come le linee di giunzione e molti altri ancora. Viene da sé che la progettazione di un componente in materiale polimerico, per stampaggio a iniezione (e non solo), non può essere fatta senza effettuare delle considerazioni sulla tecnologia produttiva.

La fase che accomuna entrambe le tecnologie proposte è quella di fusione per mezzo della vite di estrusione/plastificazione. Le principali differenze tra queste due categorie di viti sono: la funzione pistonante per quella da stampaggio a iniezione (Fig. 2.2-5) e la possibilità di avere una vite specifica per un determinato materiale per quelle da estrusione. La vite fonde il materiale grazie: all'attrito generato con le pareti del cilindro di plastificazione ed i filetti (i quali hanno passo via via decrescente per compattare il materiale fuso) e, in parte minore, grazie all'azione di resistenze a fascio presenti sulla camicia esterna del cilindro.

¹⁶ Dato a snervamento

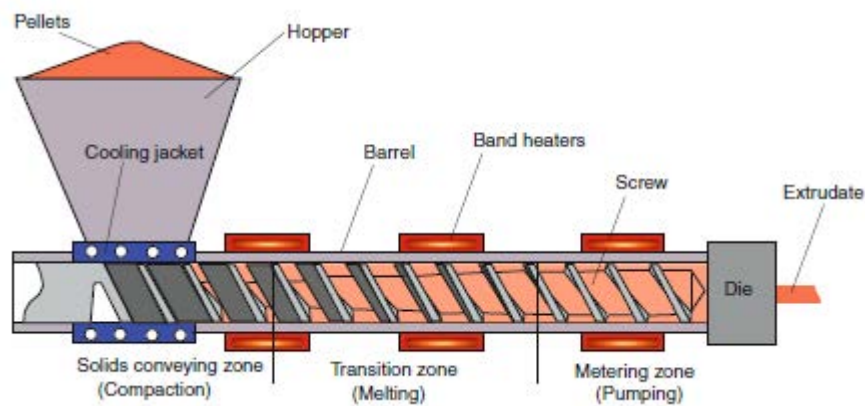


Fig. 2.2-5 Vite di plastificazione in un processo di estrusione

Ci si concentra ora sullo stampaggio a iniezione, tecnologia utilizzata per la produzione dei componenti in analisi. La qualità del prodotto finito dipende fortemente dai parametri utilizzati durante lo stampaggio, come: pressione di iniezione, temperatura e curva di impaccamento, temperatura di fuso e stampo e dal tempo di raffreddamento. Proprio il tempo di raffreddamento gioca un ruolo importante per le proprietà meccaniche, in quanto più è rapido il raffreddamento, maggiore è la parte amorfa del materiale, e minori saranno le sue proprietà meccaniche. Altrettanto importante, come anticipato, è l'orientazione delle catene polimeriche, infatti un'elevata direzionalità delle catene permette di ottenere prodotti con le migliori proprietà meccaniche. Questa teoria risulta altrettanto vera quando si parla di polimeri rinforzati, i quali in funzione dell'orientazione delle fibre di rinforzo acquisiscono proprietà di rigidità strutturale ampiamente differenti. Il principio del flusso unidirezionale afferma che la plastica dovrebbe riempire la cavità lungo una direzione con un fronte di flusso dritto. Questo consente di ottenere un'orientazione preferenziale. La creazione di un flusso direzionale ed una orientazione coerente permette di ridurre anche le deformazioni, caratteristica fondamentale per ottenere pezzi conformi [9].



Fig. 2.2-6 Differenze tra flussi in cavità

a) flusso non concorde, b) flusso unidirezionale (la zona rossa rappresenta il punto di iniezione)

Da questa serie di considerazioni si capisce la ragione per cui oltre alle analisi strutturali delle parti, siano state condotte delle analisi di processo, mediante Moldflow. Addirittura, oggi, sono disponibili strumenti come Helius, che interfacciano analisi

strutturale e di processo, andando a modificare la matrice di rigidità strutturale in funzione dell'orientazione delle fibre ottenuta dallo studio sul processo.

Sarebbe eccessivo affermare che: un'analisi strutturale su componenti polimerici condotta senza un accurato studio del processo sia superflua, ma è sicuramente corretto asserire che le approssimazioni sarebbero notevoli. Queste approssimazioni non riguarderebbero solamente l'orientazione di macromolecole e fibre ma, anche la presenza di linee di giunzione (punti deboli delle strutture) ed eventuali intrappolamenti di aria nelle parti.

2.2.2.1.3 Polipropilene rinforzato con fibra di vetro

Sotto il nome di compositi vengono classificati una classe innumerevole di materiali costituiti da più fasi intimamente connesse, ma distinguibili su scala macroscopica. Nonostante la conservazione delle proprie caratteristiche, l'unione di più componenti porta ad un nuovo materiale che può esaltare alcune proprietà dei singoli costituenti, riducendo o annullando effetti meno desiderabili [10]. L'aggiunta di rinforzi come la fibra di vetro permette di incrementare le proprietà meccaniche, rispetto alla configurazione con la sola matrice polimerica Fig. 2.2-7. Il contributo tra fibre e matrice è sinergico e funziona grazie all'intima adesione tra i due costituenti. I compiti specifici destinati alle due frazioni sono:

- Matrice: la matrice in un composito ha la funzione di “collante” per le fibre. In parole povere questa deve trasferire il carico, applicato sul component alle fibre di rinforzo, e deve assicurare che le stesse non perdano aderenza con la matrice. Ha inoltre lo scopo di distanziare le fibre l'una dall'altra, evitandone il danneggiamento reciproco. Grazie alla presenza della matrice (meno rigida delle fibre) non è scontata la propagazione delle cricche di fronte al fallimento di una o più fibre.
- Rinforzo: il rinforzo è l'elemento forte del materiale composito. Grazie alla sua presenza, proprietà come: modulo elastico, carico di rottura, resistenza alla temperatura ecc. aumentano considerevolmente. Perché esse lavorino in maniera corretta è richiesta una dimensione minima, utile al trasferimento del carico tra matrice e fibra. Una volta avvenuto il trasferimento di carico da parte della matrice, è la fibra a doverselo accollare cedendo solo nel momento in cui si ecceda la tensione di rottura.

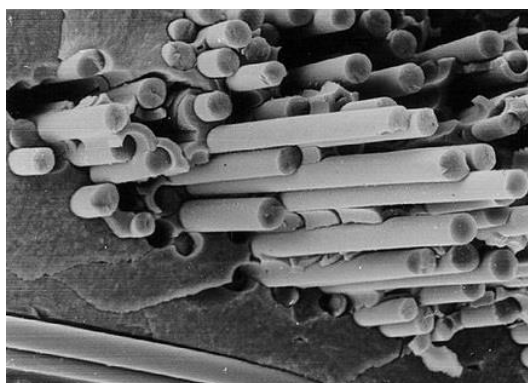


Fig. 2.2-7 Fibre immerse in matrice polimerica analizzate al SEM con scala di ingrandimento 40 micron

I materiali compositi vengono suddivisi in tre classi principali: fibrosi, laminati e particellari (Fig. 2.2-8). I materiali fibrosi possiedono una fase continua tridimensionale (matrice) che ingloba rigidamente la fase discontinua monodimensionale (fibra). Questa viene detta *whisker* se discontinua e *fiber* se continua, la differenza di denominazione sta nella dimensione del rinforzo che, va da decimi/centesimi di mm in un caso a mm nell'altro. I compositi laminati si compongono di almeno due strati di materiale differente, stratificati in lamine. I compositi particellari sono invece caratterizzati da del materiale sospeso in una matrice di un secondo materiale.

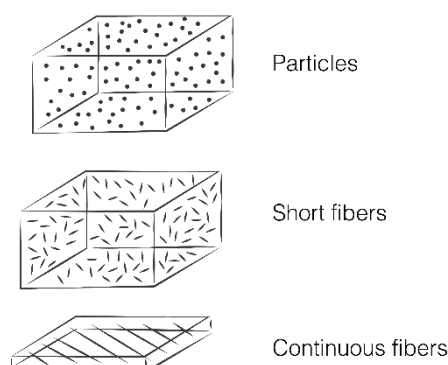


Fig. 2.2-8 Differenze tra materiali compositi

Per quanto riguarda il polipropilene in analisi, si tratta di un composito fibroso di tipo whisker con un rinforzo al 30% di fibra di vetro. I limiti connessi ai materiali a fibra corta stanno nella ridotta dimensione delle fibre, che si ostacolano a vicenda non permettendo un direzionamento ottimale delle stesse, questo aspetto è riconducibile a fenomeni connessi al processo produttivo (ad esempio il fountain flow¹⁷ o la collisione tra fibre in iniezione). La differenza di resistenza, rispetto alle fibre continue, può essere attribuita anche alla notevole presenza di zone interfacciali, in corrispondenza della testa delle fibre, queste porzioni rappresentano la zona di inizio del danneggiamento, sia statico che a fatica **Specificata fonte non valida..** Le proprietà tipiche di un materiale di questa classe sono visibili in Tabella 2-5 [8].

Tabella 2-5 Proprietà polipropilene GF 30%

Densità [kg/m ³]	Resistenza a trazione ¹⁸ [MPa]	Modulo elastico [GPa]	Modulo flessionale [GPa]	Temperatura fusione [°C]	Temperatura rammollimento [°C]
1,14	77,4	5,19	4,72	170	135

È evidente il miglioramento delle varie proprietà per merito del rinforzo, basti confrontare i dati con la Tabella 2-4. Per l'analisi strutturale, in assenza di informazioni

¹⁷ Flusso a fontana. Flusso caratteristico di avanzamento del fuso polimerico nello stampo.

¹⁸ Dato a snervamento

migliori, si è partiti da questi dati e quelli presenti nel datasheet (per il materiale specifico) in appendice.

2.2.2.1.4 Polipropilene con carica minerale di talco

Dopo la premessa fatta nel sotto paragrafo precedente, è facile classificare il polipropilene con carica di talco al 40% come composito particellare (si veda Fig. 2.2-8 per comprenderne la fattura). La funzione di una carica particellare, non è solamente quella di conferire differenti proprietà al materiale, ma è anche quella di ridurre il costo al kg, essendo la carica tipicamente più economica della matrice. Nel caso specifico riveste una funzione peculiare, cioè quella di agevolare lo scorrimento dell'acqua nella voluta, dando origine a delle superfici caratterizzate da una rugosità inferiore rispetto a quelle con fibra di vetro. Con l'introduzione di cariche minerali è possibile ridurre i coefficienti di espansione termica lineare e cubico di un polimero, in modo da adeguarli a quelli di altri materiali con cui devono essere solidalmente collegati, da questa considerazione deriva la scelta di una carica al 40%, così da rendere simili i coefficienti di dilatazione rispetto al PP GF30% impiegato nei componenti in accoppiamento con la voluta.

Come per i materiali precedentemente introdotti si aggiunge Tabella 2-6 [8] per mostrare le proprietà generali che caratterizzano questo materiale.

Tabella 2-6 Proprietà polipropilene caricato talco 40%

Densità [kg/m ³]	Resistenza a trazione ¹⁹ [MPa]	Modulo elastico [GPa]	Modulo flessionale [GPa]	Temperatura fusione [°C]	Temperatura rammollimento [°C]
1,24	33,5	3,35	3,10	165	130

Il miglioramento delle proprietà specifiche è inferiore, visto l'impiego di un riempitivo molto meno pregiato rispetto alle fibre di vetro, trattate precedentemente. Ad ogni modo si vede una crescita della temperatura di rammollimento (circa pari al 15%), questo aspetto sarà utile a garantire la resistenza dei componenti in esercizio a 70°C. Il confronto con Tabella 2-5 permette di capire che la voluta, costruita in PP T40%, sarà l'elemento debole della struttura, avendo resistenza meccanica e alla temperatura inferiori rispetto al PP con rinforzo in fibra di vetro.

Un materiale come il polipropilene con carica talco, o più in generale un materiale che possiede una carica particellare è considerabile isotropo. Con il termine isotropo si indica un materiale che possiede le medesime caratteristiche meccaniche in tutte le direzioni di sollecitazione, con una notevole semplificazione nell'individuazione delle sue proprietà. Altri materiali come i fibrorinforzati o materiali con alta orientazione macromolecolare sono classificati come anisotropi, ciò significa che alcune loro proprietà fisiche dipendono dalla direzione. Le proprietà a cui si è interessati sono quelle riguardanti la risposta meccanica di un solido, tanto in rigidità che in resistenza. Il comportamento anisotropo di un solido comporta una serie di problemi aggiuntivi rispetto al caso isotropo. Innanzitutto, le grandezze che descrivono il comportamento

¹⁹ Dato a snervamento

meccanico, siano esse delle componenti tensoriali o dei “moduli dell’ingegnere”, generalmente non sono delle quantità invarianti, ma dipendono dalla direzione, e quindi rappresentano la risposta del materiale in una direzione ben precisa, non in senso assoluto. È ora possibile vedere una giustificazione concreta sulla scelta di analizzare il processo, oltre alle sole sollecitazioni insistenti sui diversi componenti.

2.2.2.2 Gomma EPDM

Le gomme EPDM (dall’inglese Ethylene-Propylene Diene Monomer) sono una famiglia di gomme sintetiche facenti parte gli elastomeri che contengono catene polimeriche di tipo polimetilenico senza insaturazioni (doppi o tripli legami) (Fig. 2.2-9).

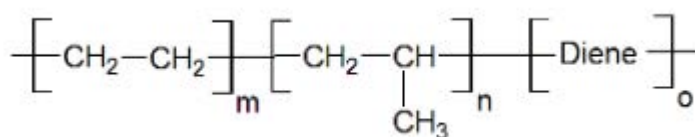


Fig. 2.2-9 Struttura gomma EPDM

Questo tipo di materiale è impiegato, nel caso in analisi, per gli o-ring. L’analisi di questa classe di materiali è stata realizzata per determinare il carico derivante dall’azione di compressione sulla tenuta. Per questo oggetto è interessante capire l’evoluzione della durezza del materiale, in relazione alla temperatura, tanto che nei capitoli successivi saranno condotti dei test specifici.

In generale l’EPDM possiede eccellenti proprietà a livello di resistenza rispetto a temperatura ed invecchiamento. Ha inoltre ottime proprietà a livello di *compression set* e isolamento elettrico, risultano scarse le caratteristiche fisiche (carico di rottura, modulo elastico ecc.). La sua natura lo porta ad essere particolarmente resistente rispetto ai fluidi polari, all’acqua calda ed al vapore fino a 200°C (in assenza di aria). Infatti, la miscela EPDM può essere classificata come la gomma più resistente all’acqua presente sul mercato. Le temperature tipiche di esercizio vanno da -45°C a +150°C e fino a +180°C in ambiente con vapore [11]. In Fig. 2.2-10 sono presenti le informazioni principali riguardanti la miscela in oggetto [12].

A livello di simulazione FEM gli elastomeri hanno una trattazione abbastanza complessa, avendo una caratteristica non lineare durante la loro deformazione (curva visibile in Fig. 2.2-11). I dati riguardanti la non linearità del materiale sono stati ricavati da prove monoassiali presenti in letteratura. Le informazioni relative al materiale hanno permesso di creare un modello numerico che servisse a validare il tipo di sollecitazione presente e non il suo valore reale.

ASTM Designation	ORIGINAL PROPERTIES	ASTM D2000 SPECIFICATION
	Durometer, Shore A	70 +/- 5
	Tensile, psi (MPa), Minimum	2031 (14)
	Elongation, % Minimum	200
	Specific Gravity	-
A25	HEAT AGE, 70 HRS @ 125 C	
	Durometer Change, Points	+10
	Tensile Strength Change, % Maximum	-20
	Elongation Change, % Maximum	-40
B35	COMPRESSION SET, 22 HRS @ 125 C	
	Original Deflection, % Maximum	50
C32	RESISTANCE TO OZONE	
	ASTM D1171, Method B	Pass
EA14	WATER RESISTANCE , 70 HRS @ 100 C	
	Volume Change, %	+/-5
F17	LOW TEMPERATURE BRITTLINESS	
	ASTM D2137, Method A, 9.3.2	
	3 Minutes @ -40 C	Non-Brittle
G21	TEAR RESISTANCE	
	Method D 624, Die C, Minimum kN/m	26

Fig. 2.2-10 Proprietà EPDM

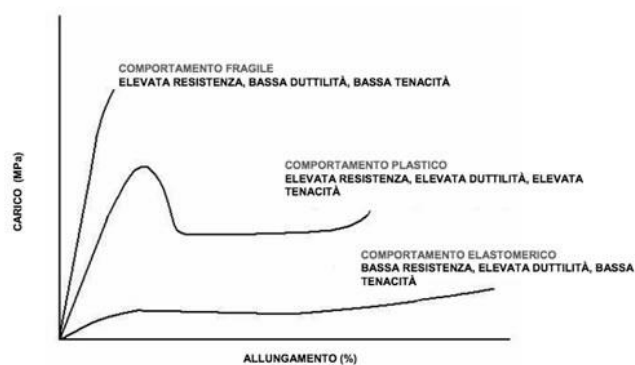


Fig. 2.2-11 Curva sforzo deformazione per polimeri nelle varie fasi

Capitolo 3

Benchmark tests

In questo capitolo vengono proposti i tests effettuati in laboratorio per la verifica di allineamento prestazionale rispetto al mercato. Lo studio dei dati derivanti dalle prove a banco fornisce i primi numeri su cui ragionare in termini di sollecitazioni agenti sulla motopompa. Sarà descritto inoltre il test di espulsione dell'aria, introdotto nel programma prove dopo lo studio delle specifiche per lavastoviglie.

3.1 Determinazione della caratteristica elettrica

I motori elettrici sono progettati per applicazioni specifiche a seconda del carico e, di conseguenza, ogni motore presenta caratteristiche peculiari. Tali caratteristiche sono classificate secondo gli standard NEMA (National Electrical Manufacturers Association) o IEC (International Electrotechnical Commission) e incidono direttamente sul funzionamento e l'efficienza del motore. La determinazione della caratteristica elettrica permette di valutare l'assorbimento di corrente in funzione di coppia e numero di giri. Una volta ottenuta la curva caratteristica del motore elettrico, potrà essere accoppiata a quella idraulica (effettuata separatamente), creando la curva di efficienza della motopompa. L'unione delle curve dà un riscontro sulle proprietà globali del sistema, permettendo di confrontarle con le richieste di mercato e valutando le forze derivanti dall'esercizio.

Il banco elettrico permette di rilevare: velocità del motore, coppia all'albero²⁰, corrente assorbita, tensione, rendimento elettrico e temperatura. La strumentazione presente per l'analisi dei dati è visibile in Fig. 3.1-1, dove si possono riconoscere: un freno passivo, il giunto di connessione all'albero e il sistema di controllo/rilevazione dei dati (nella sezione di destra nella Fig. 3.1-1). La valutazione del rendimento elettrico si basa su una semplice relazione Eq. 1.

$$\eta_{elett} = \frac{P_{mecc}}{P_{elett}} \quad \text{Eq. 1}$$

²⁰ È possibile rilevare la coppia all'albero senza approssimazioni, in quanto è montato un giunto rigido direttamente all'albero motore.

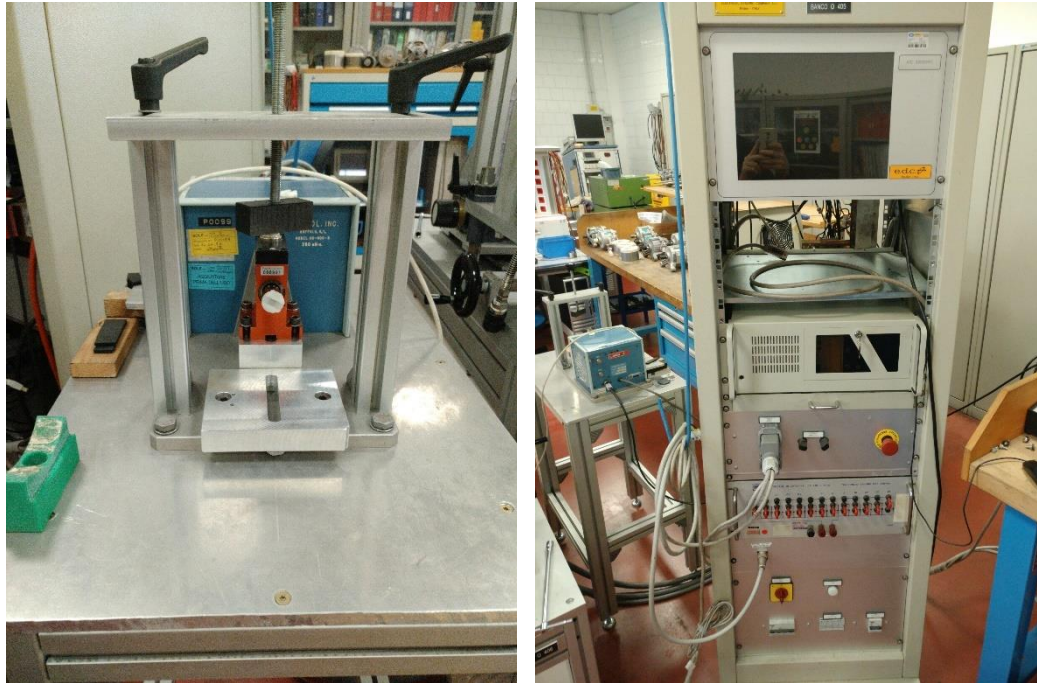


Fig. 3.1-1 Banco per test elettrico

La prova si realizza accoppiando il motore mediante giunto rigido al freno, il banco frenante è presente in Fig. 3.1-1 a sinistra. Durante il test, il carico deve variare per determinare l'efficienza in un'ampia gamma di velocità operative. Si esegue la prova a vari regimi di rotazione, ottenendo i differenti punti di lavoro, basandosi sempre sulle specifiche del mercato per la scelta della velocità di test.

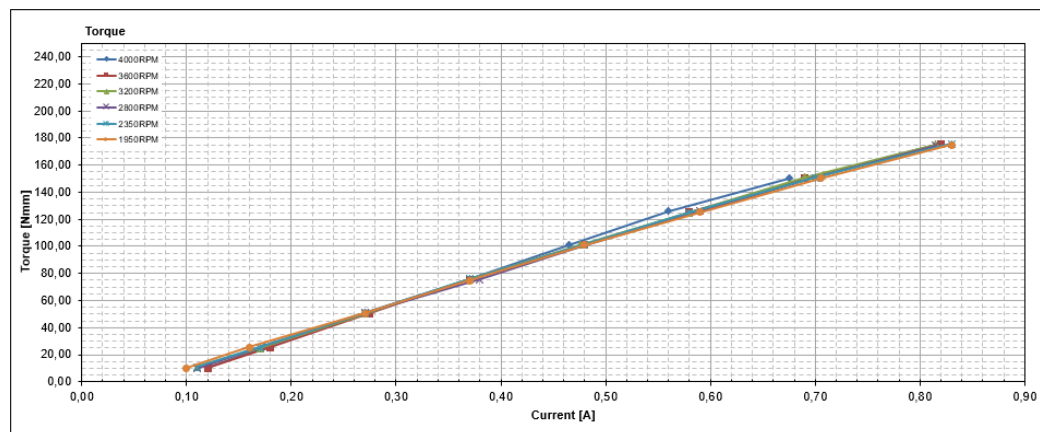


Fig. 3.1-2 Curva coppia contro corrente assorbita

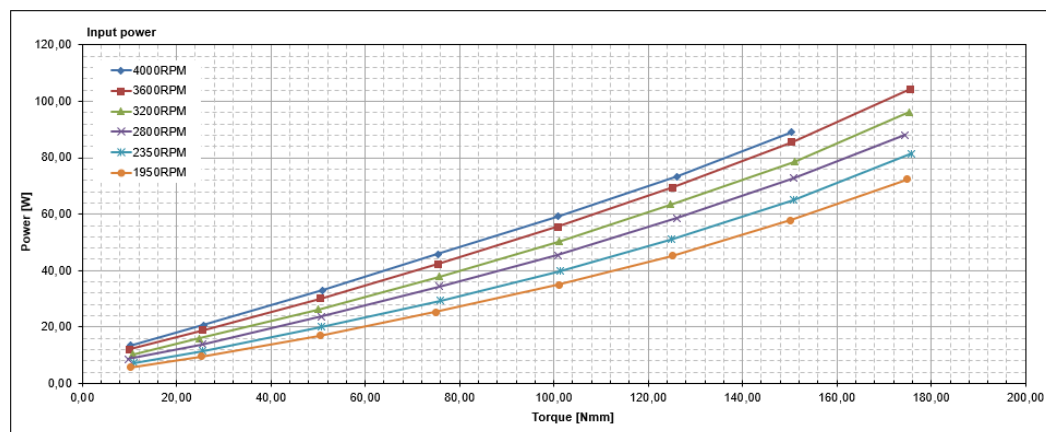


Fig. 3.1-3 Curva potenza elettrica coppia

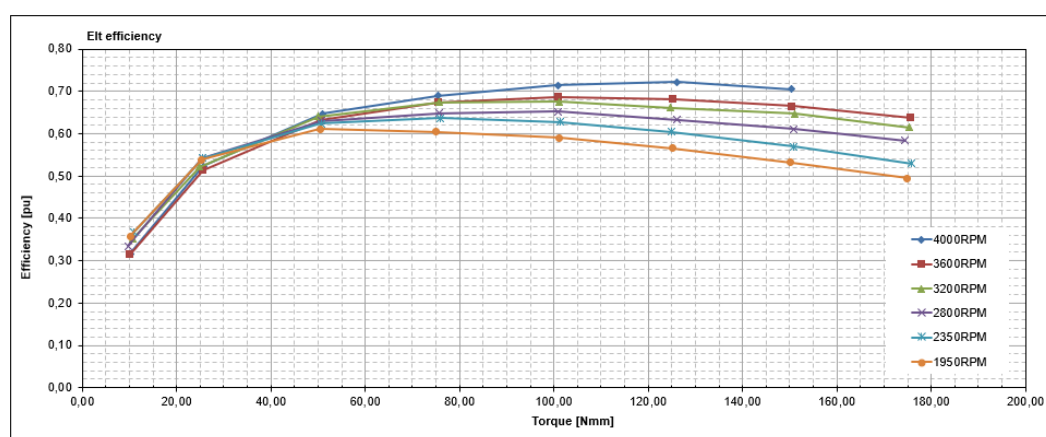


Fig. 3.1-4 Curva di rendimento elettrico

I risultati di questo test permettono di arrivare alla determinazione di un valore limite per la coppia pari a 0,185 Nm, che sarà utilizzato per l'analisi della sezione filettata sulla girante. Il dato di corrente massima assorbita in esercizio è pari a 0,79 A rispettando il limite massimo imposto di 0,80 A. Il dato di efficienza elettrica si attesta intorno al 68%, questo valore è sicuramente inferiore a quello ottenibile in macchina, in quanto le schede elettroniche di controllo sono generiche, e non studiate ad hoc per il motore (questo succede solo in ambito di test).

3.2 Determinazione della caratteristica idraulica

La determinazione della caratteristica idraulica ha lo scopo di valutare le proprietà idrauliche della pompa. Il sistema motopompa molto spesso si compone di un'idraulica personalizzata in funzione del cliente (progettata da Nidec), questa affermazione è tanto vera che gli stampi, con cui vengono realizzate le parti per stampaggio ad iniezione, sono di proprietà degli stessi produttori di elettrodomestici, in modo da garantire l'esclusiva su questi componenti.

I dati derivanti dal test idraulico sono: una curva portata/prevalenza e una curva di rendimento totale. A posteriori è possibile andare ad ottenere, sovrapponendo i punti ottenuti dalla curva idraulica con quelli della curva elettrica, la curva di rendimento

della sola parte idraulica. I valori puntuali della curva di rendimento sono ricavabili dalla Eq. 2.

$$\eta_{tot} = \frac{P_{idr}}{P_{elett}} \quad Eq. 2$$

Il banco idraulico si compone di: serbatoio, elettrovalvole di regolazione della portata e un banco di controllo/raccolta dati, il sistema è visibile in Fig. 3.2-1. In verde è cerchiata la motopompa inserita nel banco per l'esecuzione della prova.



Fig. 3.2-1 Banco per test idraulico

Le curve caratteristiche della pompa della generazione 1,5 sono riportate nelle figure di seguito, i dati di maggiore interesse per il calcolo strutturale riguardano la pressione massima raggiunta all'interno della voluta, che corrisponde con la massima prevalenza imposta al fluido. Questo dato ci permetterà di studiare la voluta come un recipiente in pressione, facendo l'approssimazione di diametro costante nella sezione in analisi.

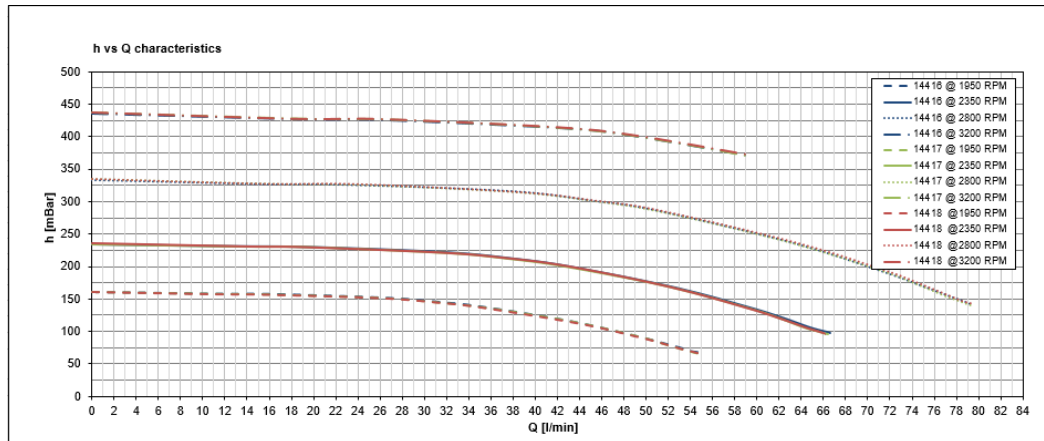


Fig. 3.2-2 Curva portata prevalenza

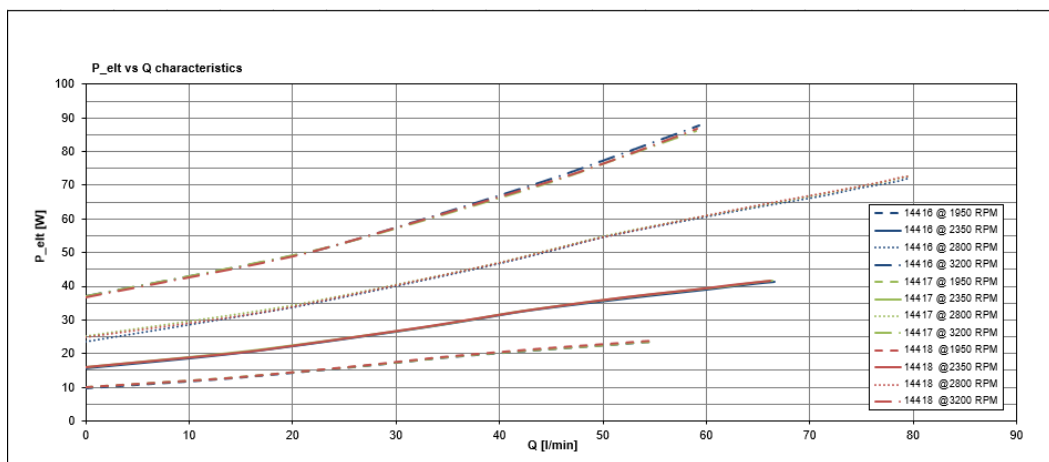


Fig. 3.2-3 Curva potenza elettrica contro portata

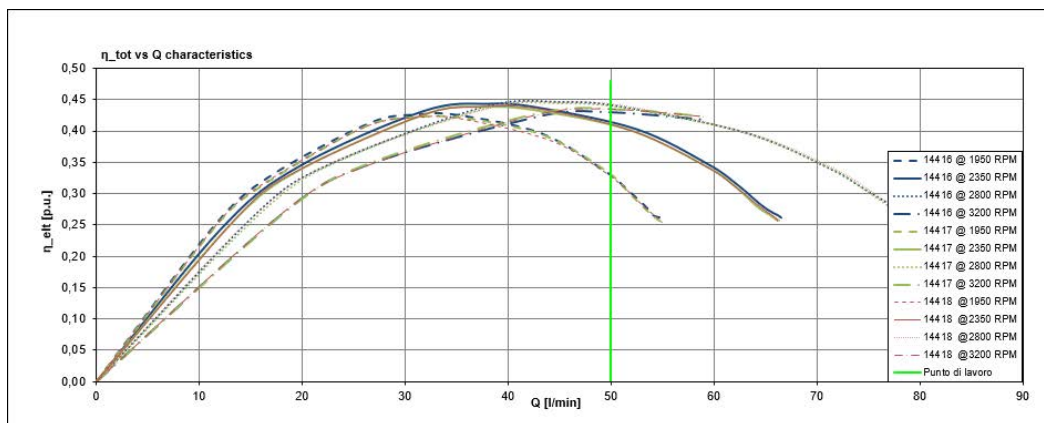


Fig. 3.2-4 Curva di rendimento totale

Per andare a ricavare la curva idraulica è sufficiente testare, su banco elettrico in punti di lavoro specifici, il motore in base alla prova idraulica.

Una volta eseguita l'analisi a banco è possibile andare a impostare un calcolo sulla base delle sollecitazioni introdotte. Dal grafico di Fig. 3.2-2 è possibile vedere il massimo valore di pressione raggiunto in voluta, circa pari a 430 mBar. Questo valore non è il riferimento in utilizzo, infatti si presenta a 3200 giri/min in un range di portate

non interessante rispetto alle condizioni di utilizzo, la voluta sarà dimensionata per resistere alla prevalenza massima richiesta dal mercato, facendo comunque una verifica alla $P_{\max}$ raggiunta a banco. È interessante far notare il rendimento raggiunto per il sistema completo (Fig. 3.2-4), questo è pari a 44% contro il 40% richiesto da specifica, vale ancora il discorso sul controllo fatto nel paragrafo relativo al test idraulico.

3.3 Prova di espulsione aria in voluta

Dall'attenta lettura delle specifiche è stata valutata la possibilità di introdurre un nuovo test, per verificare ulteriori prestazioni idrauliche del sistema. La prova introdotta consiste nel valutare il tempo necessario alla pompa per ristabilire il flusso corretto, in caso di presenza di aria nell'impianto. Questo fenomeno può presentarsi: nel momento in cui il tempo intercorso tra un utilizzo e l'altro della lavastoviglie è tale da far evaporare l'acqua interna alla motopompa o, venga pescata dell'aria dalla vasca, andando a rovinare il flusso d'acqua ideale. Secondo la specifica in oggetto la motopompa dev'essere in grado di espellere un determinato volume d'aria senza eccessivo rumore e vibrazioni, in 5 secondi. Secondo quanto descritto è plausibile che per mezzo del test di espulsione dell'aria, si voglia definire la capacità di ricreare il flusso d'acqua nella pompa, avendo inglobato una modesta quantità d'aria dalla vasca. Non essendo sufficientemente dettagliata la specifica, è stata fatta la scelta di pompare nel serbatoio un volume d'aria studiato, così da riprodurre il caso più gravoso di funzionamento fuori progetto. Inoltre, non avendo effettuato prove simili in precedenza, si è deciso di condurre il test per confronto, rispetto a generazioni precedenti di motopompe. Il dato fornito sulle tempistiche per l'espulsione dell'aria risulta essere superfluo, si valuterà piuttosto il grado di rumorosità del sistema, e la differenza rispetto alla motopompa Gen 1.

L'apparato di prova è costituito da: motopompa in analisi, serbatoio d'acqua da 5 dm³ (a simulare la vasca della lavastoviglie), sistema di controllo/acquisizione dati, PLC di gestione degli impulsi d'aria ed un compressore.



Fig. 3.3-1 Strumentazione di prova, test espulsione aria in voluta

La strumentazione proposta è visibile (in modo parziale) in Fig. 3.3-1, in particolare si vogliono far notare: il tubo per mezzo del quale viene insufflata l'aria ed il serbatoio. Si evidenziano queste due caratteristiche per confrontarle rispetto al reale posizionamento in macchina della pompa. Il posizionamento del tubo per l'aria di "disturbo" è a ridosso della sezione d'ingresso della voluta (visibile in basso a destra in Fig. 3.3-1), la configurazione creata risulta essere particolarmente gravosa. Per quanto concerne l'orientamento della motopompa, si è scelto di posizionarla con asse orizzontale, proprio come prenderebbe posto una volta montata nella lavastoviglie. Anche per il serbatoio, visibile nell'immagine in alto a sinistra in Fig. 3.3-1, è stato adottato un ragionamento simile al precedente, questi è stato riempito con 5 litri di acqua, valore tipico per le vasche delle macchine in commercio. A livello prestazionale, sempre paragonando la prova con l'esercizio reale, la dimensione notevole del tubo di collegamento tra ingresso in voluta e serbatoio, ha sicuramente influito negativamente introducendo delle perdite di carico.

3.3.1 Scelta dei parametri di prova

I parametri di prova sono stati scelti in funzione dei cicli tipici cicli macchina (introdotti nel capitolo precedente), e ipotizzando una situazione particolarmente gravosa per il sistema in merito al volume d'aria. Dai grafici sopraccitati sono state estrapolate le seguenti velocità di rotazione:

Tabella 3-1 Selezione numero di giri

RPM	Q [l/min]	Durata [min]
2600	50	10
2750	50	7
2850	50	10
3200	50	14
3400	50	12

I giri proposti sono stati valutati in base massimo tempo di permanenza, una volta estrapolati i numeri di giri ritenuti utili, si è preferito accorpare la misurazione a 2750 e 2850 con una a 2800 giri/min, reputando superfluo lo studio a due velocità differenti di sole cento rpm. Ai valori selezionati sono stati aggiunti quelli classici per le analisi sulle pompe, si tratta di: 1950 e 2350 giri/min.

Il passo successivo riguarda la scelta della quantità d'aria inserita nella pompa, tale assunzione si è basata su una condizione ritenuta sufficientemente gravosa per il sistema. La portata d'aria individuata è pari a 0,66 l/s che comporterebbero circa 40 l/min di aria. La configurazione individuata porta ad avere un rapporto finale tra portata di aria e acqua pari all'82% (rispetto ai 50 l/min richiesti nelle specifiche). La durata del ciclo di carico è pari a 3 s, di conseguenza vengono inseriti un totale di 1,98 l di aria, che rappresentano circa il 30% sul volume totale presente nella vasca (Eq. 3).

$$\%_{aria} = \frac{V_{aria}}{(V_{vasca} + V_{aria})} = \frac{1,98}{(5 + 1,98)} = 0,284 \quad Eq. 3$$

Tramite un regolatore di flusso ed un misuratore di portata d'aria è stato possibile regolare finemente la quantità di aria immessa nel sistema, il controllo del tempo di impulso è stato gestito da un PLC. Il ciclo completo degli impulsi è stato differenziato in base al tipo di motopompa in esame, così da ridurre i tempi del test. Il parametro differenziato nei due casi è il tempo intercorso tra un impulso ed il successivo.

Il parametro sotto osservazione per la valutazione del flusso interno alla pompa è stata la corrente assorbita; in particolare, dalle curve costruite nei test elettrici e idraulici, è stato possibile dedurre la corrente assorbita affinché ci si trovasse ad una portata pari a 50 l/min. Sempre grazie a questa grandezza è stato possibile capire se il flusso d'acqua, dopo aver inserito il suddetto volume d'aria, fosse stato ristabilito.

Come detto, non avendo informazioni chiare sul test è stato condotto per confronto tra Gen 1 e Gen 1,5 illustrate nel primo capitolo.

Si riassumono in Tabella 3-2 i dati scelti per la prova.

Tabella 3-2 Dati relativi alla prova di espulsione aria

Volume vasca	5 [l]
Portata di esercizio pompa	50 [l/min]
Volume aria immessa	1,98 [l]
Portata d'aria	39,6 [l/min]
Tempo di carico aria	3 [s]
Tempo tra gli impulsi (variabile)	120÷200 [s]

Di seguito si riportano solo le due curve a 3200 giri/min (a scopo di esempio), così da non appesantire inutilmente la lettura.

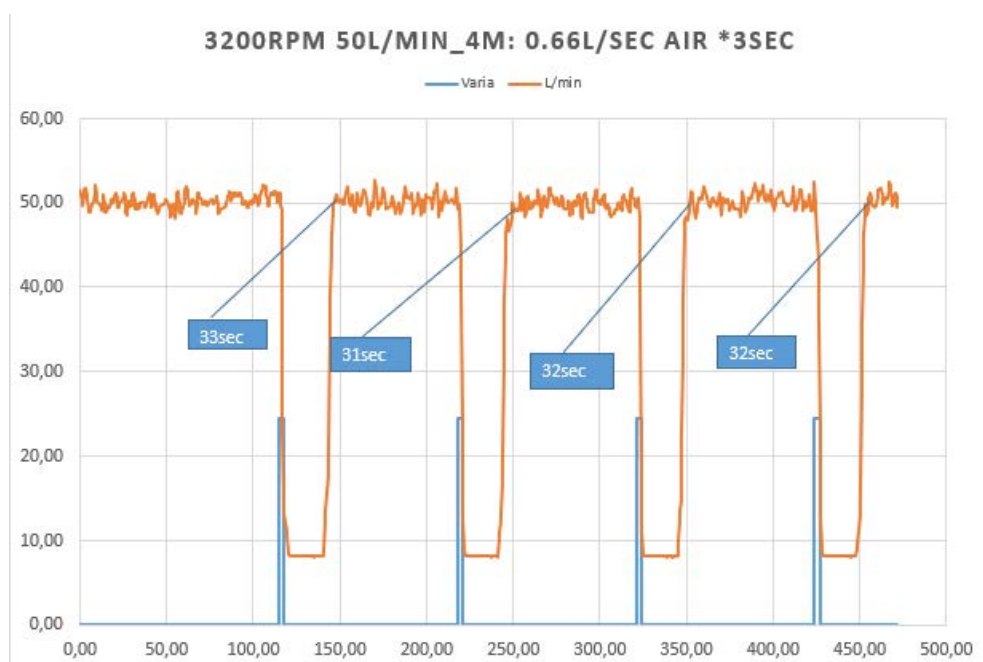


Fig. 3.3-2 Grafico espulsione aria Gen 1

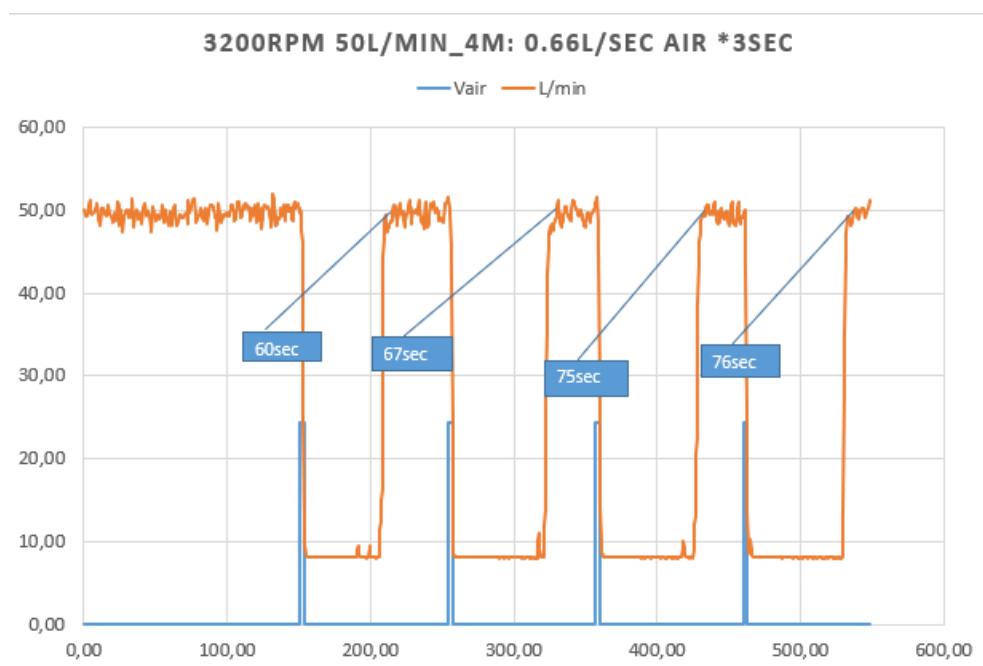


Fig. 3.3-3 Grafico espulsione aria Gen 1,5

In entrambi i grafici la curva arancione rappresenta la portata generata dalla pompa, mentre la curva azzurra descrive l'andamento della portata d'aria. In ascissa è visibile il tempo di prova in secondi, e in ordinata la portata in litri al minuto. Come anticipato il punto di funzionamento della pompa è stato impostato pari a 50 l/min, le fluttuazioni attorno al valore target sono dovute al pilotaggio elettronico della motopompa.

Confrontando le due generazioni di motopompe si nota un netto aumento del tempo necessario a ristabilire il flusso nominale dopo l'inserimento dell'aria, il risultato è a sfavore della nuova generazione di pompe.

Tabella 3-3 Dati globali prova espulsione aria

Motor speed	Flow Q	Delta pressure H	Average time to retrieval flow GEN1,5	Average time to retrieval flow GEN1	Gen1/Gen1,5
[rpm]	[l/min]	[m]	[sec]	[sec]	
1950	40	1,30	92	50	1/2
2350	40	2,00	62	33,5	1/2
2600	50	3,00	~~152~~	30,5	~~1/5~~
3200	50	4,00	70	32,0	1/2
3400	50	4,20	64	29,6	1/2

I valori riportati in Tabella 3-3 sono riferiti ad una media su 5 cicli di ripristino del flusso, il numero barrato corrispondente alla nuova generazione di motopompe a 2600 rpm è da scartare, a causa di problemi sopravvenuti durante la prova.

I fattori che determinano la variazione visibile, possono essere molteplici, e saranno oggetto di studio per l'avanzamento del prototipo (al di fuori del progetto di tesi). Analizziamo ora le cause più evidenti in grado di fornire tali differenze. Le ragioni più evidenti possono essere tutte di origine geometrica; parendo dalla differente orientazione della sezione di mandata, passando per la capacità avvolgente della voluta ed arrivando alla possibilità di ristagno dell'aria nella zona dove insiste la tenuta. La diversa orientazione del tubo di mandata genera delle perdite dovute alla variazione del vettore velocità tangenziale, essendo più chiusa la sezione di scarico, nella nuova generazione di pompe, sicuramente influenza la capacità di recupero del sistema. La ripresa di pressione all'interno del sistema può essere influenzata dall'incameramento di aria nella porzione tra corpo pompa e voluta. La camera indicata non è presente nella prima generazione, e può essere fonte di difficoltà di pompaggio per ragioni dovute al ristagno dell'acqua nella zona indicata, questa ipotesi è la più remota visto lo spazio modesto nel quale l'aria può ristagnare. Infine, si analizza quella che potrebbe essere la reale ragione del problema, cioè l'avvolgimento della girante da parte della voluta. Sotto questo punto di vista si nota che la girante nella nuova generazione di pompe è meno seguita dalla voluta nel tratto iniziale, questo implica una maggiore difficoltà nel generare pressione. L'ultimo fenomeno sarà il punto d'inizio per uno studio quantitativo sulla differenza di prestazioni. Tutte le problematiche introdotte sono visibili in Fig. 3.3-4 dove sono presenti la prima generazione a destra e la seconda a sinistra.

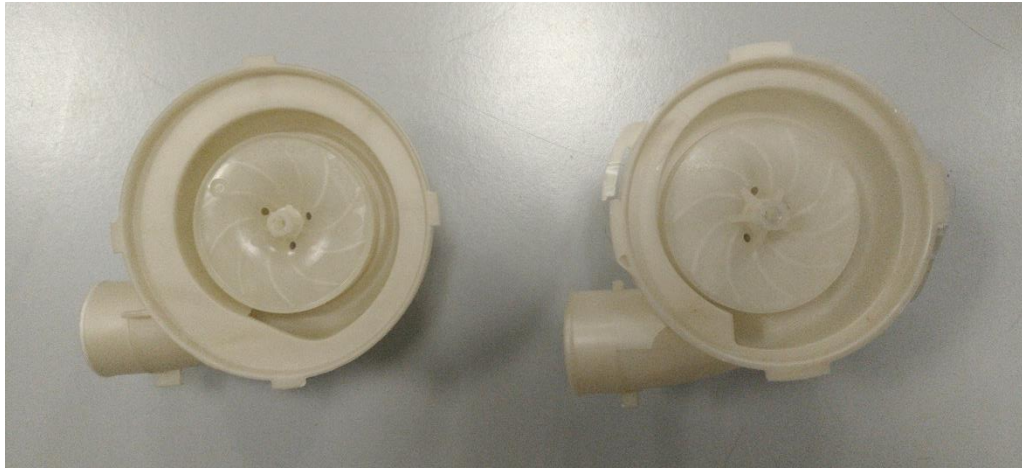


Fig. 3.3-4 Differenze della voluta tra prima e seconda generazione

Si vedono: l'apertura del tubo di mandata, la superficie piana oltre il circuito della voluta e la notevole differenza nel tratto iniziale tra le differenti generazioni. Capire l'incidenza dei fenomeni proposti sarà necessario per l'avanzamento dei prototipi.

Capitolo 4

Criteri di resistenza ed evoluzione delle sollecitazioni nel tempo

In questo capitolo vengono introdotti i criteri di resistenza utilizzati per la verifica dei materiali polimerici. Viene aggiunta questa informazione per mettere a conoscenza il lettore della differenza di comportamento tra polimeri e materiali metallici. Saranno aggiunte alcune nozioni riguardanti il fenomeno del *creep* e del rilassamento, così da mostrare le possibili problematiche derivanti dall'esercizio.

4.1 Criteri di resistenza

La deformazione tipica dei materiali polimerici, soggetti al meccanismo di *macroscopic yielding*, è differente rispetto a quella dei materiali metallici, questa è caratterizzata da una notevole deformazione percentuale prima della rottura. L'andamento della curva sforzo deformazione ha andamento non lineare, fatta eccezione per il primo tratto circa pari a 0,3% della deformazione. La curva di un provino in componente polimerico è suddivisibile in cinque fasi, proposte in FIG e brevemente commentate di seguito.

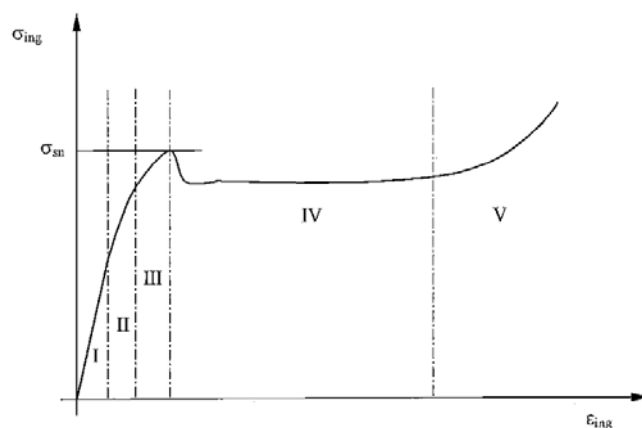


Fig. 4.1-1 Curva sforzo deformazione polimero suddivisa in sottozone [13]

I zona: sezione elastica lineare, il provino si deforma secondo la legge di Hooke. Si rileva una deformazione uniforme della sezione ristretta del provino.

II zona: sezione elastica non lineare. Il materiale si deforma secondo una legge non lineare di carico, questo comporta che allo scarico del provino venga percorsa una

curva differente, completando un ciclo di isteresi (nel caso di carichi ciclici si può creare del *self heating*²¹ che produce un *thermal failure*²²).

III zona: comportamento elastoplastico. Si passa in una zona in cui la deformazione imposta risulta irreversibile, questa deformazione si presenta sotto forma di bande a taglio, orientate a 55° rispetto all'orizzontale. La terza zona di analisi si conclude con il raggiungimento della tensione di snervamento (σ_{sn}).

IV zona: coincide con la zona di stiro. In questa fase le macromolecole si allineano rispetto alla direzione di applicazione del carico, permettendo un elevato allungamento lungo tutta la sezione calibrata.

V zona: una volta allineate tutte le catene, il polimero ha un aumento della tensione per arrivare infine alla rottura del provino.

La ragione per cui non è possibile utilizzare un criterio di cedimento come Von Mises sta nella direzione di propagazione delle *shear bands* (bande a taglio), questa direzione è differente rispetto ai 45° individuati dalla relazione tipicamente utilizzata. Un'ulteriore informazione, rispetto alla possibilità di applicare un criterio della meccanica classica, si può ricavare andando ad effettuare una prova di compressione sul provino. Eseguendo questa prova si vede che il carico di rottura in compressione ed è differente rispetto a quello in trazione, con un rapporto tra i due circa pari a:

$$1,2 < \frac{\sigma_{sn,C}}{\sigma_{sn,T}} \leq 1,33$$

Per quanto riguarda il modulo elastico, questo risulta uguale in trazione come in compressione [13].

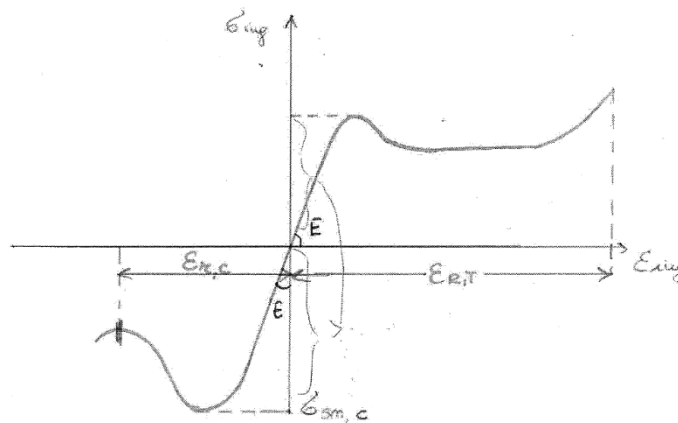


Fig. 4.1-2 Curva sforzo deformazione in trazione e compressione [13]

Nasce allora l'esigenza di introdurre un criterio di rottura per i materiali polimerici soggetti al fenomeno di *macroscopic yielding*, per questo ambito di studio si trovano principalmente tre fonti: criterio di Bauwens (o della tensione ottaedrale), criterio di Schofield e Wroth (o della tensione tangenziale massima) e il criterio di Raghava-Caddel-Yeh. L'introduzione di questi criteri di resistenza ha permesso di evitare il

²¹ Auto riscaldamento dovuto al ciclo di isteresi percorso

²² Cedimento strutturale causato dall'innalzamento della temperatura per effetto della deformazione

sovradimensionamento dei componenti, rendendoli così appetibili al mercato globale anche per funzioni strutturali.

Si introduce relazione di Raghava-Caddel-Yeh, che pur essendo fondamentalmente empirica trova grande utilizzo nell'ambito strutturale.

4.1.1 Criterio di Raghava-Caddel-Yeh

La formulazione di origine empirica di questo criterio di resistenza si basa sulla seguente relazione (Eq. 4):

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + 2 \cdot (C - T) \cdot (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) = 2 \cdot C \cdot T \quad \text{Eq. 4}$$

nella quale C e T sono i moduli di snervamento a compressione e trazione rispettivamente. I primi tre componenti riguardano la componente deviatorica, mentre l'ultimo riguarda quella idrostatica. Nel momento in cui: la tensione di rottura a compressione sia uguale a quella di trazione si ricade nel più conosciuto criterio di resistenza di Von Mises (come succede anche per il criterio di Bauwens). Il dominio di resistenza, considerando un caso biassiale di tensione, è rappresentato dall'Eq. 5 che in termini matematici corrisponde all'equazione di un'ellisse (Fig. 4.1-3).

$$2\sigma_1^2 + 2\sigma_2^2 - 2 \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 + 2 \cdot (\sigma_C - \sigma_T) \cdot (\sigma_1 + \sigma_2) = 2 \cdot \sigma_C \cdot \sigma_T \quad \text{Eq. 5}$$

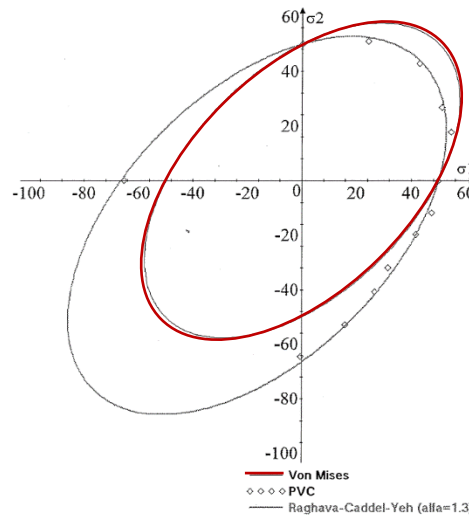


Fig. 4.1-3 Dominio di esistenza Raghava-Caddel-Yeh biassiale

Si può vedere il dominio di Von Mises in rosso, quello di Raghava in nero e i dati sperimentali per un PVC. Si nota la differenza di tensione ammessa dai due criteri sia nel primo che nel terzo quadrante; inoltre, è evidente l'aderenza rispetto ai dati sperimentali del criterio descritto. Riportando il criterio in esame rispetto ad uno stato di tensione biassiale espresso in un sistema di tensioni ingegneristiche si ottiene la relazione descritta dalla Eq. 6.

$$\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2 + (\sigma_C - \sigma_T) \cdot \sigma_x = \sigma_C \cdot \sigma_T \quad \text{Eq. 6}$$

Questo criterio potrà essere utile nel momento in cui si andrà a valutare, in fase di *post processing*, la resistenza dei componenti. Sarà allora necessario assumere un valore per il rapporto σ_C/σ_T in modo da poter applicare il metodo [13].

4.2 Creep, scorrimento viscoso a carico costante

Come suggerisce il titolo del paragrafo, il *creep* è un fenomeno cinetico interno al materiale. Il fenomeno è simile a quello che si presenta negli acciai a temperature circa uguali a 700°C, con la differenza che nei polimeri la temperatura di sviluppo è quella ambiente. La ragione dell'insorgenza del *creep* a temperature intorno ai 20°C sta nel basso valore della temperatura di transizione vetrosa (T_g^{23}), che per polimeri come il polipropilene vale -8°C [14]. Essendo sia la T_g che la temperatura di fusione basse, la mobilità delle molecole è elevata e facilita questo meccanismo.

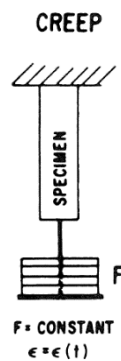


Fig. 4.2-1 Schematizzazione prova di creep [15]

Per valutare l'azione del *creep* in un polimero è sufficiente imporre una tensione σ_0 costante e studiare l'evoluzione della deformazione nel tempo. L'evoluzione del *creep* si può suddividere in tre zone: *creep* primario (con velocità di deformazione decrescente), *creep* secondario (deformazione crescente linearmente nel tempo) e *creep* terziario (deformazione crescente nel tempo fino alla rottura del provino).

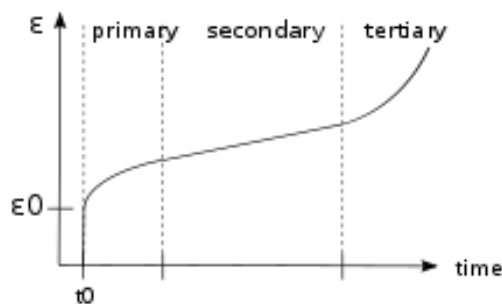


Fig. 4.2-2 Evoluzione della deformazione nel tempo causata dal creep

Per realizzare un componente strutturalmente stabile è fondamentale eseguire un dimensionamento a *creep*, facendo in modo che questi rimanga nella zona I. Per soddisfare la richiesta che il componente in analisi si mantenga nella prima zona è necessario mantenere uno stato tensionale sufficientemente contenuto, diminuendo la tensione infatti, la deformazione elastica iniziale sarà inferiore, come sarà differente

²³ Nei pressi della temperatura di transizione vetrosa nel polimero si genera una mobilità tale da favorire lo scorrimento delle catene polimeriche

anche il *creep* [13]. Il fenomeno introdotto porta ad una graduale diminuzione del modulo di Young all'aumentare del tempo (Fig. 4.2-3).

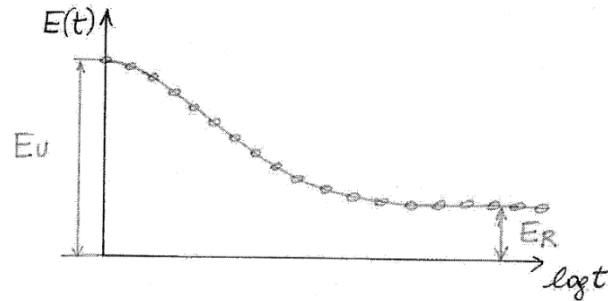


Fig. 4.2-3 Evoluzione del modulo elastico in funzione del tempo

Dal grafico di Fig. 4.2-3 (che vede una scala logaritmica sulle ascisse) si nota il passaggio da un modulo elastico E_u (non rilassato) ad un modulo elastico minimo, chiamato E_R (modulo elastico rilassato). Sarebbe utile definire una funzione matematica per rappresentare l'andamento della curva ottenuta attraverso l'interpolazione dei punti sperimentali. A questo scopo vengono in aiuto i modelli viscoelastici proposti dai vari: Maxwell, Kelvin-Voigt e Zener (rappresentati in sequenza in Fig. 4.2-4). Questi strumenti forniscono equazioni matematiche modellizzando il materiale attraverso una serie di molle e smorzatori, capaci di descrivere più o meno dettagliatamente l'andamento della curva in Fig. 4.2-3.

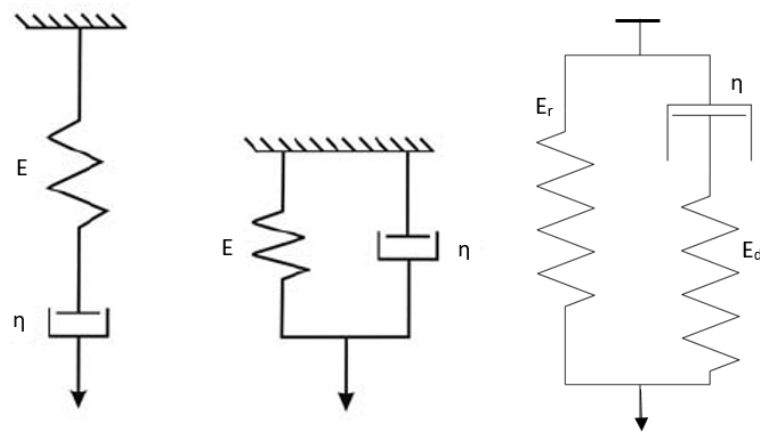


Fig. 4.2-4 Modelli viscoelastici

Per il caso in analisi sarebbe utile avere una modellizzazione tipo Zener, riuscendo a descrivere in modo dettagliato il problema almeno nella prima parte della curva. Questo modello, infatti, non è in grado di dare una funzione matematica utile a fittare completamente l'andamento rappresentato in Fig. 4.2-3, ma è possibile seguire solo un tratto di tale curva. Il limite per il nostro caso specifico deriva dall'impossibilità di ricavare il modulo dello smorzamento η presente nel modello. Si fornisce comunque la formulazione matematica per la deformazione (Eq. 7) ed il modulo elastico (Eq. 8) in funzione del tempo.

$$\varepsilon(t) = \sigma_0 \left[\frac{1}{E_R} - \frac{E_D}{E_R(E_R + E_D)} \cdot e^{-\frac{E_R}{\eta(1+\frac{E_R}{E_D})}t} \right] \quad \text{Eq. 7}$$

$$E(t) = \frac{E_R(E_R + E_D)}{E_R + E_D \left(1 - e^{-\frac{E_R E_D}{\eta(E_R + E_D)}t} \right)} \quad \text{Eq. 8}$$

4.3 Rilassamento delle tensioni

Purché per i componenti analizzati sia meno interessante il fenomeno del rilassamento delle tensioni, è utile dare un'idea al lettore. Il rilassamento si realizza nel momento in cui si impone una deformazione costante al pezzo, e si lascia evolvere il materiale nel tempo. Potendo valutare la tensione interna si vedrebbe una sua diminuzione all'aumentare del tempo. Come per il fenomeno del *creep* lo stato tensionale decresce fino a raggiungere un valore limite inferiore [13].

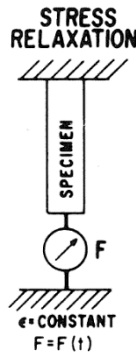


Fig. 4.3-1 Schematizzazione prova di rilassamento

Il fenomeno appena introdotto insorge nel o-ring, non potendo però caratterizzare il materiale EPDM non sarà considerato nello studio. La diminuzione della tensione interna al materiale porterebbe ad una configurazione a vantaggio di sicurezza, per la resistenza dei componenti in accoppiamento con l'anello di tenuta. Aver trascurato questo effetto introduce sicuramente delle approssimazioni ma, non mette a rischio la struttura in analisi.

Sia per il processo di creep che quello di rilassamento, per facilitare la fase di dimensionamento, ci si mette in una condizione di viscoelasticità lineare. Questo permette di escludere il problema delle deformazioni plastiche permanenti, introducendo l'ipotesi di viscoelasticità. Con il termine lineare si vuole introdurre invece, il tipo di relazione esistente tra sforzo e deformazione. Questa seconda ipotesi è verificata nel momento in cui si sta al di sotto di un certo valore di tensione. La linearità è rispettata se vale Eq. 9.

$$\frac{\sigma_1}{\varepsilon_1(t_A)} = \frac{\sigma_2}{\varepsilon_2(t_A)} = E(t = t_A) \quad \text{Eq. 9}$$

Vedendo l'andamento grafico (Fig. 4.3-2) risulta chiara l'ipotesi di linearità.

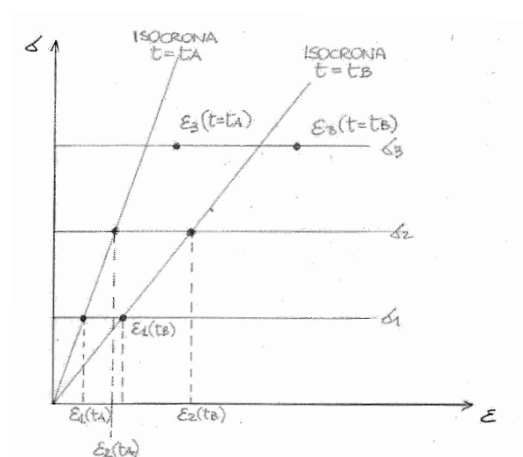


Fig. 4.3-2 Rappresentazione isocronia a tre livelli di carico

Entrando in questo ambito avrebbe rilevanza anche il principio di sovrapposizione di Boltzmann, non toccando direttamente il progetto si tralascia la trattazione teorica e viene lasciata al lettore.

Capitolo 5

Prove sperimentali

In questo capitolo vengono introdotte le prove sperimentali effettuate per caratterizzare i materiali, e le sollecitazioni insistenti su alcuni componenti. Sono stati condotti dei test su: gomme, polimeri con rinforzo in fibra di vetro, polimeri con carica minerale di talco e componenti finiti realizzati con i materiali appena citati.

5.1 Test su materiale elastomerico EPDM

Il test di cui si parlerà di seguito è stato effettuato sulla gomma EPDM 70 Shore A che costituisce l'o-ring. L'analisi ha permesso di valutare la tensione generata dalla guarnizione una volta inserita nell'apposita sede. Lo scopo di questa prova è quello di stimare la variazione di durezza Shore A, in funzione della variazione di temperatura e umidità. La conoscenza dell'evoluzione della sollecitazione in funzione della durezza deriva dallo studio delle specifiche Parker [16], leader nella produzione di tenute in gomma. Da manuale è presente uno studio per la sola miscela NBR²⁴, si è preferito condurre l'analisi anche per il materiale attualmente in uso. Gli strumenti impiegati per l'analisi sono: durometro Shore A e cella climatica (per la gestione di temperatura e umidità) entrambi gli elementi sono visibili in Fig. 5.1-1.



Fig. 5.1-1 Strumentazione di prova durezza Shore

È stata fatta una serie di misurazione a differenti temperature, fissando un'umidità pari al 90%. Le temperature selezionate sono: 20, 45 e 90°C; si è preferito superare la temperatura di esercizio della motopompa, al fine di sollevare ogni dubbio sul possibile decadimento della durezza della miscela. I campioni analizzati derivano da porzioni di o-ring, la misurazione è stata effettuata comprimendo i provini sia radialmente che circonferenzialmente.

²⁴ Gomma nitrile butadiene

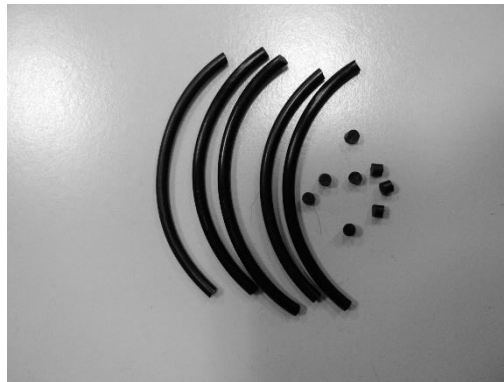


Fig. 5.1-2 Provini per durezza Shore

Per ogni condizione di prova sono stati estratti 5 valori di durezza radiale e 5 circonferenziale, per un totale di 30 misurazioni. Una volta calcolata la media dei 3 punti: 20°C umidità ambientale, 45°C al 90% di umidità per 24 h e 90°C al 90% di umidità per 24 h, è stato possibile realizzare il grafico riportato di seguito.

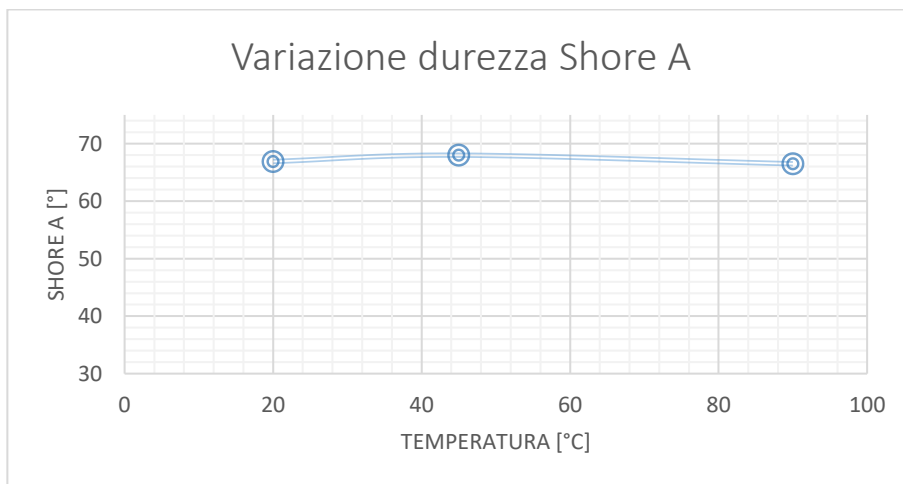


Fig. 5.1-3 Grafico durezza Shore A EPDM

Come si può vedere anche nell'intervallo di temperatura analizzato, più severo rispetto al *range* caratteristico dell'esercizio, la durezza dei provini non cambia in maniera considerevole. Questo aspetto è da considerarsi positivo, permette infatti, di considerare la sollecitazione, derivante dalla compressione della tenuta, costante. Consultando differenti fonti bibliografiche, si vede come la miscela adottata sia la più longeva e abbia un comportamento pressoché costante in un range di temperatura 5÷160°C.

Contemporaneamente per stabilire la correttezza della miscela impiegata è stata fatta una valutazione di compatibilità rispetto: ai principali agenti presenti in macchina e in confronto ad un'altra miscela largamente utilizzata nel settore. Sempre grazie ad un catalogo del costruttore Parker [16], è stato possibile definire il grado di compatibilità rispetto agli elementi che compongono: detersivi, brillantante, grassi, oli vegetali ecc. il tutto è riassunto in tabella.

Tabella 5-1 Compatibilità EPDM e NBR rispetto agli agenti in macchina

	H ₂ O	NaCl	NaOH	Na ₂ O ₃ Si	Na ₃ PO ₄	MgCl ₂	CH ₃ CH ₂ OH	C ₆ H ₈ O ₇	C ₃ H ₆ O ₂
EPDM	1	1	1	1	1	1	1	1	1
NBR	1	1	2	1	1	1	3	1	3

	Oli minerali	Olio oliva	Aceto	Liquori	Glucosio	Gelatina	Acidi gras.	Olio semi	Caffè
EPDM	3	2	2	1	1	1	3	3	1
NBR	1	1	2	1	1	1	2	1	1

	Olio cocco	Birra	Grassi anim.
EPDM	3	1	2
NBR	1	1	1

I valori numerici corrispondono a: 1 soddisfacente, 2 sufficiente (generalmente positivo su tenute statiche), 3 incerto (alle volte positivo su tenute statiche) e 4 insufficiente. Visti i coefficienti attribuiti alla compatibilità si può affermare che: la mescola è compatibile rispetto all'ambiente, nei casi in cui compare un valore pari a 3 bisogna pensare alla notevole diluizione in acqua dell'elemento.

5.2 Analisi sperimentale della risposta in frequenza del rotore

Vista l'attenzione riservata dai costruttori di elettrodomestici rispetto al livello di rumorosità e di vibrazioni del motore, si è deciso di effettuare una valutazione della prima frequenza caratteristica, del sistema composto da: rotore e girante. Lo studio nasce a livello teorico, per mezzo del metodo di Dunkerley, e trova riscontro con un test di laboratorio. La prova sperimentale permette tramite: un martello modale, un accelerometro ed un sistema di acquisizione, di valutare la funzione di risposta in frequenza rispetto al primo modo di vibrare.



Fig. 5.2-1 Strumentazione di prova analisi in frequenza

La prova è stata svolta inserendo l'accelerometro in posizione radiale rispetto al sistema, come si può vedere dalla Fig. 5.2-2, e tramite il martello è stato colpito l'albero: una volta assialmente ed una seconda volta radialmente.

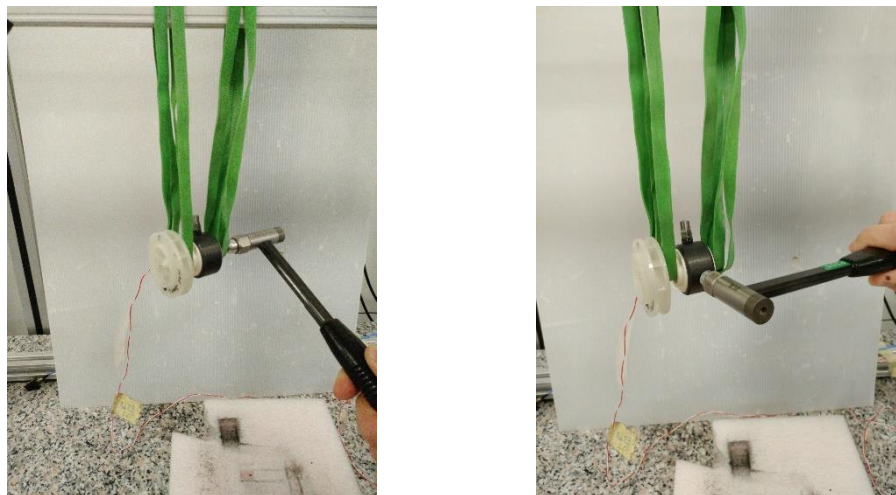


Fig. 5.2-2 Configurazione di generazione dell'impulso

Non avendo altre informazioni per frequenze di risonanza superiori al primo ordine (dall'analisi teorica secondo Dunkerley), si va a studiare il primo picco della funzione di trasferimento ottenuta dalla prova sperimentale. L'armonica del primo ordine, sia effettuando una percussione radiale che assiale, si attesta sui 1750 Hz. Questa frequenza se convertita in velocità di rotazione dell'albero è pari a circa 100000 giri/min.

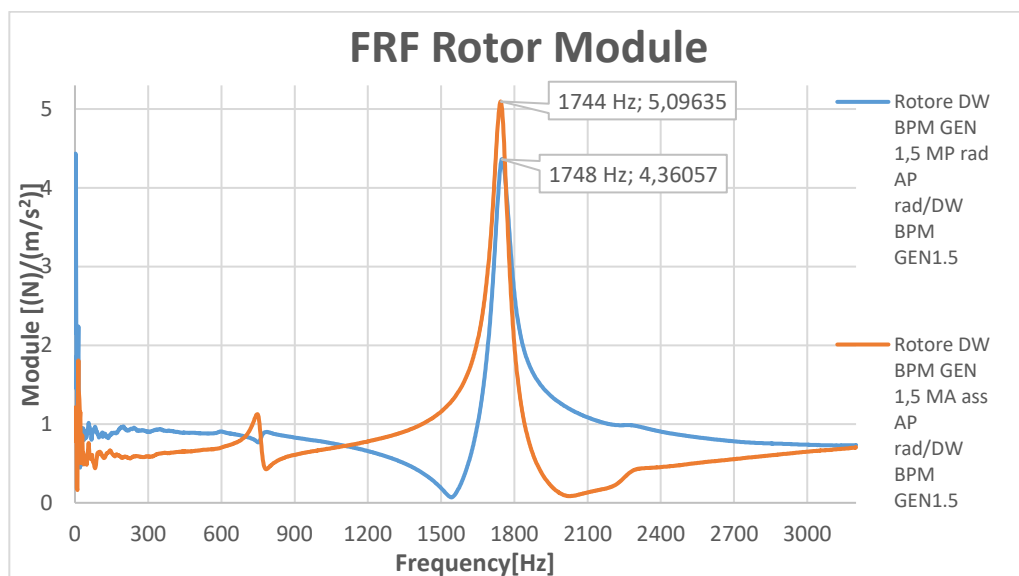


Fig. 5.2-3 Grafico risposta in frequenza rotore

L'elevata frequenza critica del sistema è giustificata dalla dimensione modesta dell'albero (pari a 59 mm) e dalla disposizione delle forze peso/inerzie agenti su di essa, tutte concentrate nella sezione centrale dell'albero, tra gli appoggi. È evidente che una

velocità di rotazione critica così elevata fa escludere la possibilità che: la deflessione del rotore sia causa di vibrazione, in un regime di normale utilizzo della motopompa. Si ricorda che il massimo numero di giri richiesto al motore è pari a 3400 giri/min, ben lontano da quello che potrebbe interessare la risonanza del rotore.

5.3 Prova di spanamento

Avendo dei prototipi di giranti prodotte per stampaggio a iniezione, derivanti da stampo pilota, è stata prodotta una prova di resistenza della girante. La sezione sotto indagine è quella della filettatura. Lo scopo della prova è di andare a valutare la differenza di resistenza della filettatura in funzione delle diverse temperature di impiego. I test sono stati effettuati con la seguente strumentazione: chiave dinamometrica con sensibilità 0,005 Nm, attrezzo di svitamento a tre punti di contatto e cella climatica già mostrata in Fig. 5.1-1.

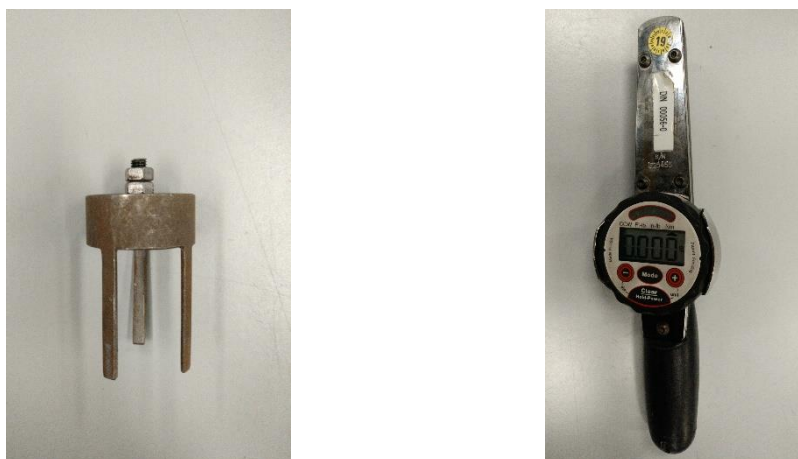


Fig. 5.3-1 Strumentazione prova di spanamento

Una volta ottenuti dei risultati per condizioni ambiente, si è passati alla condizione di 90°C e 90% di umidità per 12 ore. Simulare la massima resistenza alla coppia di avvitamento, aiuta a capire quale sia la coppia ammessa dalla girante, affinché non si rompa il collegamento. Aver analizzato il problema a diverse temperature ha fornito un ampio spettro di informazioni. Si è proceduto andando a fissare un rotore in morsa, ed avvitandovi la girante tramite la chiave (visibile in Fig. 5.3-1) in appoggio sulle pale. L'avvitamento è proseguito fino a rompere il collegamento filettato, rilevando la coppia massima raggiunta. È stato scoperto inoltre, che una volta avvitata la girante alla coppia proposta per l'assemblaggio in linea, pari a 0,8 Nm, il filetto subiva una deformazione plastica. L'entità della deformazione permanente non è stata determinata, a causa dell'elevata complessità geometrica anche per una simulazione agli elementi finiti (lo studio presenterebbe molti elementi di singolarità, e conseguente concentrazione degli sforzi). Di seguito è riportata la Tabella 5-2 contenente i dati relativi alla prova.

Tabella 5-2 Dati relativi alla prova di spanamento

T albero	N	Coppia spanamento [Nm]	Temperatura [°C]	Media [Nm]
Ambiente	1	1,200	20	1,318
	2	1,487	20	
	3	1,451	20	
	4	1,345	20	
	5	1,106	20	
Ambiente	6	1,007	90	0,974
	7	0,928	90	
	8	0,931	90	
	9	0,995	90	
	10	1,010	90	
90°C	11	0,639	90	0,642
	12	0,655	90	
	13	0,631	90	

I valori ottenuti mostrano un calo della resistenza nel passaggio da 20 a 90°C, com'era facile prevedere. Il dato di interesse risulta essere, però, quello con albero caldo. In questa configurazione il materiale non cambia la sua temperatura interfacciale (come succede per la prova ad albero freddo), restando all'incirca alla temperatura di estrazione dalla cella climatica. La temperatura interfacciale elevata implica un calo notevole della resistenza allo stesso tipo di sollecitazione. L'informazione ottenuta con l'albero a 90°C risulta essere la più interessante. Paragonando il valor medio di coppia sostenibile, rispetto al massimo momento torcente erogabile dal motore (0,200 Nm), si vede che la resistenza del collegamento è garantita, anche oltre la temperatura di esercizio in macchina. Basandosi sulle prove sperimentali si può sostenere che: la filettatura non sarà un elemento critico per questo componente, avendo un rapporto tra coppia massima ammissibile ed erogata pari a:

$$\frac{C_{amm}}{C_{max,albero}} > 3 \quad \text{Eq. 10}$$

Per avere un riscontro visibile del danneggiamento indotto dalla prova si aggiunge la Fig. 5.3-2.

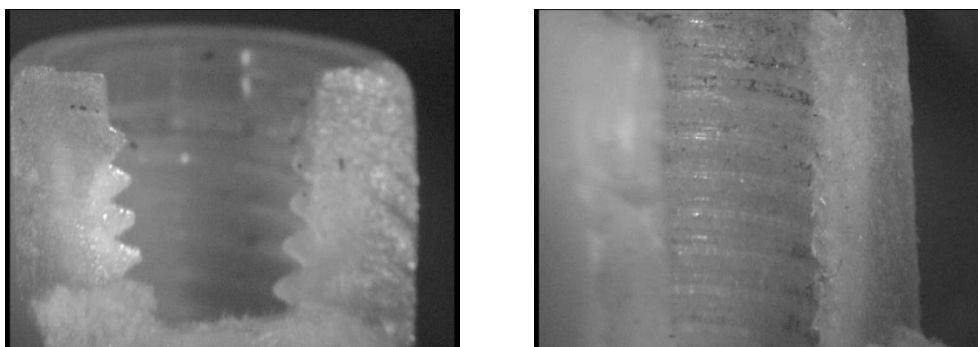


Fig. 5.3-2 Vista in sezione del filetto non danneggiato e danneggiato

Nell'immagine è visibile lo “spiattellamento” delle creste dei filetti una volta superata la coppia di avvitamento massima. C'è da aggiungere che una volta superato il limite di coppia, la girante non tende a scalettarsi dall'albero. Il bloccaggio non è forte quanto il sistema non danneggiato, ma riesce comunque a sopportare la coppia massima presente all'albero. A quel punto, ragionamenti sulla rumorosità del motore non hanno più valenza, andandosi a danneggiare anche le sedi di centraggio sulla girante.

5.4 Analisi di tenuta della saldatura

Il modo più semplice per la realizzazione della girante inclusa di tegolo è quello di stampare separatamente il disco comprensivo di pale ed il tegolo. Da questa soluzione tecnologica, nasce l'esigenza di assemblare i due componenti in un momento successivo al loro stampaggio. L'assemblaggio delle due parti è realizzato per mezzo di una saldatura ad ultrasuoni; questa tecnologia è brevemente descritta nel paragrafo di seguito. La necessità di verificare la giunzione tra le parti ha dato origine ad una prova, per verificare la forza necessaria al distacco tra le due unità, saldate tramite ultrasuoni.

5.4.1 Principi della saldatura a ultrasuoni

I polimeri possono essere sciolti e successivamente saldati, usando relativamente poca energia. Le tecniche di saldatura sono molteplici, si trovano saldature: a ultrasuoni, a lama calda, laser ed innumerevoli altre. Concentrandosi sul sistema utilizzato per la realizzazione della girante si può dire che: si tratta di una tecnologia basata sulle vibrazioni. Una delle due parti (nel caso in esame si tratta del disco comprensivo di pale) viene fatta vibrare e messa a contatto con l'altro componente fermo (il tegolo). Il calore generato dal moto relativo tra le parti è tale da far sciogliere il materiale all'interfaccia, permettendo la saldatura degli stessi. Il sistema di saldatura dipende dalle dimensioni della zona da saldare, ed è composto da: generatore di ultrasuoni, trasduttore, amplificatore e sonotrodo (Fig. 5.4-1) [17].

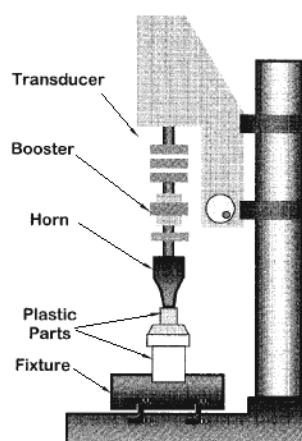


Fig. 5.4-1 Attrezzatura per saldatura ad ultrasuoni [17]

Tutta la tecnologia si incentra sul sonotrodo, il quale, una volta investito dall'alta energia proveniente dall'amplificatore (*booster*) raggiunge la sua frequenza di risonanza.

A questo punto la sezione terminale del sonotrodo inizia ad espandersi e contrarsi longitudinalmente rispetto al suo punto nodale. Il movimento della sezione terminale crea sollecitazioni cicliche di compressione, che generano un riscaldamento del pezzo fino ad arrivare alla fusione dei lembi di saldatura. L'ampiezza della deformazione imposta è il parametro più importante per questa tecnologia, e in seconda battuta bisogna valutare il tempo di esercizio del sonotrodo [17].

L'efficacia della saldatura è tanto maggiore quanto più sono simili i materiali da unire. Nel caso specifico della soluzione adottata per la girante il materiale è lo stesso, ovvero il PP con rinforzo in fibra di vetro al 30%. Il limite che potrebbe avere il materiale impiegato sta nel rinforzo fibroso che, non prenderà parte alla saldatura vista l'elevata temperatura di fusione.

5.4.2 Test di resistenza della saldatura

Una volta introdotta la tecnica di saldatura è possibile comprendere le ragioni per le quali è stata effettuata la prova. In particolare, tornando alle specifiche descritte nei capitoli iniziali, viene richiesta una forza di distacco minima tra le parti della girante pari a 100 N. La sezione della zona saldata è di 4 mm per 1 mm con cinque aree di accoppiamento, per una sezione resistente totale di 20 mm². Effettuando un calcolo a rottura, a trazione, per una sezione uguale a quella dove insiste la saldatura si ha:

$$F = \sigma_{R-PP\ GF30\%}^{25} \cdot A = 100 \cdot 20 = 2000\ N \quad \text{Eq. 11}$$

analizzando il lembo saldato al microscopio, si è scoperto che la reale sezione resistente non è pari a 4 per 1 mm, bensì a 4 per 0,35 mm. Il conto riveduto in funzione della differente sezione resistente restituisce un valore di resistenza dei giunti saldati pari a:

$$F = \sigma_{R-PP\ GF30\%} \cdot A = 100 \cdot 7 = 700\ N \quad \text{Eq. 12}$$

Per entrambi i calcoli proposti è stato utilizzato il valore di resistenza a rottura del PP GF30%, come anticipato nella descrizione della tecnologia, la fibra di rinforzo difficilmente prenderà parte alla saldatura. Ci si aspetta che i dati sperimentali di resistenza forniscano valori di distacco del tegolo inferiori, rispetto a quanto trovato in Eq. 12, visto che ci sarà un differente carico di rottura a causa dell'assenza, o del basso allineamento, delle fibre.

La prova di distacco degli elementi della girante consiste nell'applicazione di un carico di trazione al tegolo (tramite un'apposita attrezzatura visibile in Fig. 5.4-2), gli strumenti utilizzati per la prova sono: attrezzatura di aggancio della girante e dinamometro con struttura a portale con portata di 500 N e sensibilità 1 N. Il set di prove è stato condotto a temperatura ambiente, essendo espressamente richiesto dalle specifiche. La girante è stata assemblata su un rotore e successivamente trazionata, di conseguenza il test eseguito ha fornito anche un valore di resistenza per il codolo filettato. Si può affermare che: la massima forza di distacco del tegolo, non è sufficiente a portare a rottura la filettatura.

²⁵ Il carico di rottura a trazione deriva da prove sforzo deformazione effettuate su provini unificati a T = 23°C



Fig. 5.4-2 Attrezzatura per prova di resistenza saldatura

I dati di resistenza ottenuti sono visibili in Tabella 5-3.

Tabella 5-3 Forza di distacco tegolo

N	Forza distacco [N]	Media [N]
1	382	372,4
2	332	
3	394	
4	394	
5	360	

Il valore medio della forza di distacco è decisamente superiore a quanto richiesto nelle specifiche. Si nota però una discreta variabilità nel carico di rottura del giunto, dovuto alla scienza non perfetta, che sta dietro ad una lavorazione come la saldatura ad ultrasuoni. Tra valore massimo e minimo ci sono 62 N di differenza, pari ad un 16% della forza di distacco massima. Rispetto a quanto calcolato in Eq. 12, il valore di rottura della giunzione risulta inferiore al calcolo, la differenza è pari ad un 47%. Sicuramente la differenza è attribuibile alla non uniformità della giunzione ed al differente carico di rottura dato dal tipo di lavorazione. Si può pensare che nella zona di saldatura il materiale possa avere una resistenza pari, o leggermente superiore, a quella di un polipropilene vergine. Per quanto concerne il codolo filettato si ha un valore di resistenza superiore a 372 N. Il tratto filettato subisce delle deformazioni plastiche permanenti in quanto, dopo la prova, la girante non ruota più libera sull'albero.

5.5 Prova di svitamento

In assenza di provini per la caratterizzazione del materiale, ed avendo difficoltà nell'estrarre campioni utili alle prove dai componenti esistenti, si è pensato, in prima battuta, di effettuare una prova di svitamento delle giranti. La prova introdotta ha lo scopo di verificare l'evoluzione del rilassamento delle tensioni nel PP GF30% a

temperatura ambiente. Questa prova si realizza avvitando una serie di giranti alla medesima coppia di serraggio e, ad intervalli di 5 minuti, viene valutata la variazione di coppia di svitamento, fino ad arrivare a 35 minuti. Bisogna dire che la prova annette una serie di possibili errori, i principali derivano da: precisione nella coppia di serraggio e sensibilità dello strumento di misura rispetto a coppie inferiori agli **0,01 Nm**. Fatta questa premessa si introducono gli strumenti utilizzati nella prova, questi sono: chiave dinamometrica e strumento di avvitamento a tre razze (stessa strumentazione visibile in Fig. 5.3-1). In Fig. 5.5-1 si può vedere come viene eseguita la prova. In Tabella 5-4 sono riportati i risultati della prova di svitamento a **23°C** per il polipropilene con rinforzo in fibra di vetro al **30%**.



Fig. 5.5-1 Esecuzione prova di svitamento

Tabella 5-4 Risultati della prova di svitamento

N	Tempo avvitamento [min]					
	5	10	15	20	25	35
1	0,6210	0,5900	0,5900	~~0,5150~~	0,6050	0,6040
2	0,5610	0,5810	/	~~0,5200~~	0,5810	0,6250
3	0,6350	0,5720	0,6300	~~0,5200~~	0,5910	0,5620
4	0,5850	0,6180	0,5710	~~0,6150~~	0,5230	0,5660
5	0,5350	0,6310	0,5950	~~0,5710~~	0,5400	0,5450
Media	0,587	0,598	0,597	~~0,548~~	0,568	0,580

I dati barrati relativi ai 20 minuti di rilassamento, sono stati eliminati rispetto ai valori significativi. In quel frangente l'alimentazione della chiave dinamometrica (a causa della batteria in fase di scaricamento) ha fornito dei dati errati per la coppia di serraggio, andando a compromettere anche la coppia di svitamento. Rispetto a quanto detto sulla variabilità del parametro sotto analisi, si apprezza una discreta fluttuazione dei risultati per lo stesso tempo di avvitamento (sulla colonna dei 5 min si può osservare una differenza del **15%** tra i dati). La variabilità del parametro avrebbe potuto essere ridotto grazie ad una campionatura maggiore, cosa non molto realizzabile visti i numerosi intervalli di campionamento. Eliminando il dato a 20 minuti si percepisce

una discreta costanza del parametro di coppia al variare del tempo (Fig. 5.5-2). L'errore attribuito alla misurazione si fa ancor più evidente, nel momento in cui viene confrontato con i dati a 25 e 35 minuti, nei quali non sarebbe spiegabile un recupero di tensione.

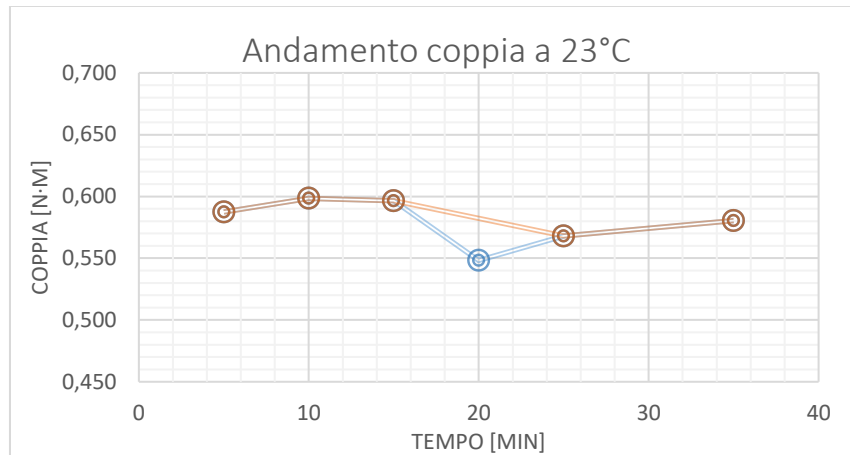


Fig. 5.5-2 Grafico coppia di svitamento della girante

I risultati rappresentati in Fig. 5.5-2 permettono di concludere che: non c'è evidenza di rilassamento nel PP con rinforzo in fibra di vetro, ad una temperatura di 23°C fino a 35 minuti. Non è stato possibile replicare lo stesso test a temperature più elevate, ci si aspetta comunque una presenza più evidente del rilassamento. La girante, specialmente nel tratto filettato, è l'unico componente rispetto al quale il rilassamento potrebbe avere effetti rilevanti, dal momento che potrebbe permettere l'allentamento dell'elemento. Il senso di avvitamento della girante è stato progettato per avere tendenza ad avvitarci durante l'esercizio. Risulta, allora, più interessante stimare la resistenza della sezione filettata (come introdotto nella sezione 5.3), piuttosto che procedere con prove di rilassamento.

5.6 Prove di resistenza a trazione

Il comportamento di un polimero durante una prova di trazione è particolarmente complesso. La complicazione deriva dalla dipendenza di alcune proprietà dal tempo di applicazione del carico (come accennato nei capitoli precedenti). Conseguenza diretta del fenomeno è che le curve sforzo deformazione sono funzione della velocità di deformazione, inoltre le caratteristiche meccaniche dipendono dalla temperatura (Fig. 5.6-1). Questo modo di agire dei materiali polimerici complica la loro trattazione a livello strutturale, specialmente quando velocità di deformazione e temperatura di esercizio sono molto variabili. Per l'applicazione nelle motopompe, non è particolarmente interessante la differente velocità di deformazione, quanto più il comportamento al variare della temperatura di esercizio. Nelle lavastoviglie infatti, si passa da temperatura ambiente a 70°C nella fase di massima sollecitazione termica.

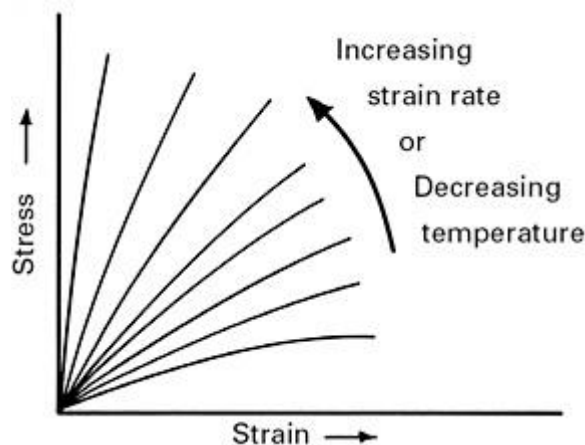


Fig. 5.6-1 Curva sforzo deformazione al variare di temperatura e velocità di deformazione

Utilizzando provini unificati secondo la ISO 527 sono state condotte delle prove di trazione per entrambi i materiali di studio. I parametri scelti per la velocità di deformazione sono stati mantenuti costanti per tutti i materiali e le temperature, al fine di poter confrontare le proprietà al variare delle sole condizioni al contorno ritenute utili. Le impostazioni di prova sono state: temperatura 23°C o 70°C, velocità di deformazione per determinare il modulo elastico 1 mm/min e velocità di deformazione globale 50 mm/min.

Non è pratica semplice la determinazione del modulo elastico, infatti, l'estensione del tratto lineare elastico in un polimero è abbastanza limitata (dell'ordine di 10^{-4}). Pensando ad un valore tipico di modulo elastico dell'ordine di 10^3 MPa, comporta un valore di tensione applicata al provino dell'ordine di 10^{-1} MPa. L'estensione del tratto descritto risulta essere talmente piccolo da perdere significato fisico, quanto meno in ambito ingegneristico. Per la determinazione del modulo elastico si è scelto il primo metodo previsto dalla normativa, che prevede un calcolo del parametro sulla base della Eq. 13:

$$E = \frac{\sigma_{0.25} - \sigma_{0.05}}{\varepsilon_{0.25} - \varepsilon_{0.05}} \quad \text{Eq. 13}$$

dove i pedici rappresentano il valore a cui è stata fatta la misurazione, cioè 0,25% e 0,05% di deformazione. Facendo questo rapporto si estende, di fatto, quello che è il tratto di lineare elasticità del materiale, portandosi nella peggiore delle ipotesi ad una situazione in vantaggio di sicurezza, sottostimando il modulo elastico [13].

Di seguito sono riportate le tabelle relative ai differenti materiali e le curve sforzo deformazione ricavate in laboratorio.

Tabella 5-5 Dati di resistenza polipropilene con talco al 40% a 23°C

Polipropilene caricato talco al 40%				
E-Modulus [MPa]	Strength at yield [MPa]	Elongation at yeld [%]	Strength at break [MPa]	Elongation at break [%]
3867,88	31,01	2,71	30,36	3,51

Tabella 5-6 Dati di resistenza polipropilene con talco al 40% a 70°C

Polipropilene caricato talco al 40%				
E-Modulus [MPa]	Strength at yield [MPa]	Elongation at yield [%]	Strength at break [MPa]	Elongation at break [%]
1511,25	18,07	4,82	13,44	12,76

Tabella 5-7 Dati di resistenza polipropilene con fibra di vetro al 30% a 23°C

Polipropilene rinforzato vetro al 30%		
E-Modulus [MPa]	Strength at break [MPa]	Elongation at break [%]
6354,21	100,41	3,04

Tabella 5-8 Dati di resistenza polipropilene con fibra di vetro al 30% a 70°C

Polipropilene rinforzato vetro al 30%				
E-Modulus [MPa]	Strength at yield [MPa]	Elongation at yield [%]	Strength at break [MPa]	Elongation at break [%]
4151,09	61,38	3,82	60,44	4,24

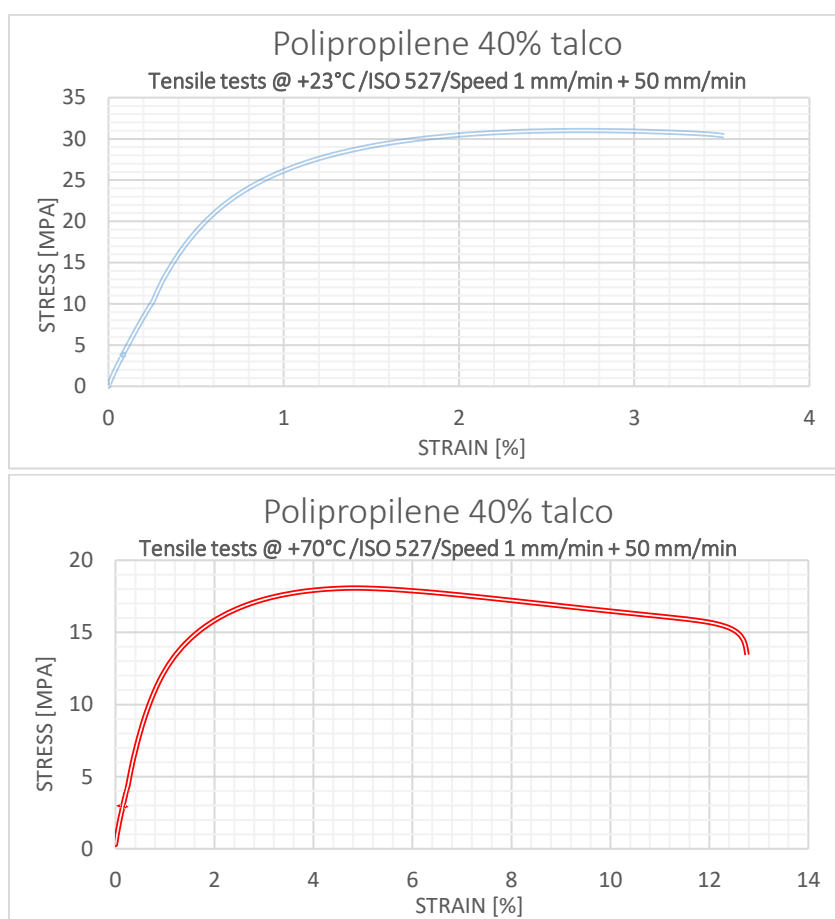


Fig. 5.6-2 Curve sforzo deformazione per polipropilene con talco al 40% a 23 e 70°C

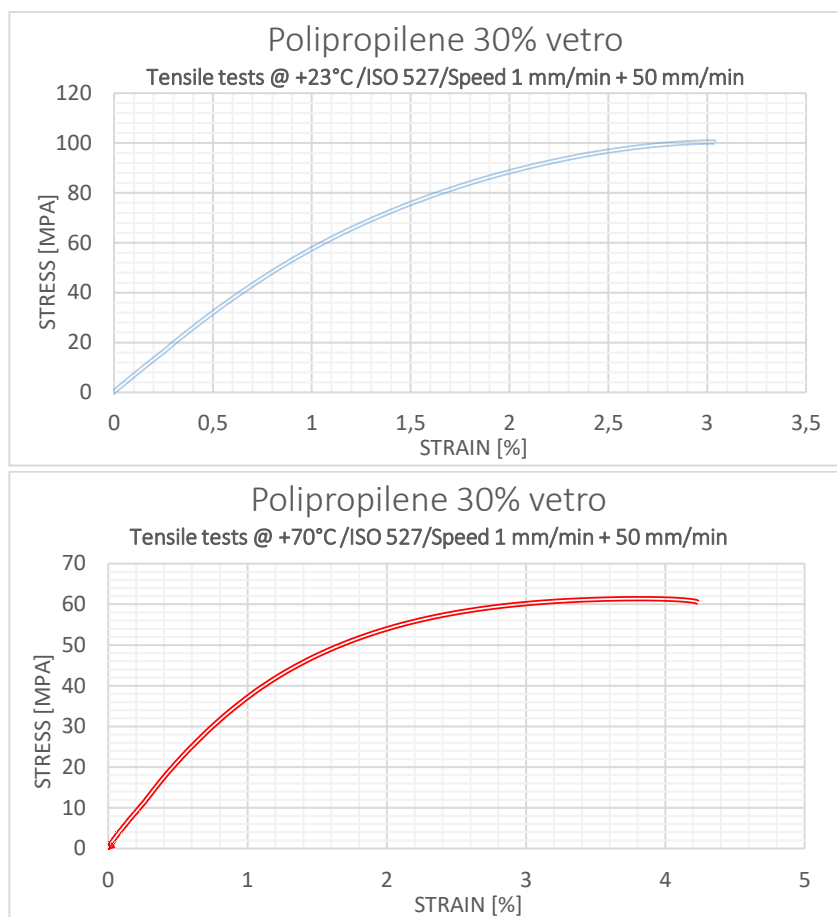


Fig. 5.6-3 Curve sforzo deformazione per polipropilene con fibra di vetro al 30% a 23 e 70°C

All'aumentare della temperatura si nota un peggioramento delle proprietà meccaniche, e nel caso del rinforzo in fibra di vetro si vede addirittura un cambiamento di comportamento. A 70°C il PP GF30% mostra uno snervamento apprezzabile, cosa che non si percepisce a 23°C dove il materiale ha un comportamento quasi fragile. Questa differenza di comportamento è visibile anche dalla quantità di dati raccolti alle differenti temperature (a 23°C non si ottiene una *strength at yield* ma solamente una *strength at break*).

5.7 Analisi di creep

Lo studio del creep riserva un ruolo interessante nel progetto, infatti la sollecitazione data dall'o-ring può essere in grado di sviluppare questo fenomeno. Il problema è estremamente complesso da modellizzare, in quanto vede in accoppiamento tre elementi di materiali differenti. I tre componenti possiedono proprietà radicalmente diverse, si va dal polipropilene con fibra di vetro alla gomma EPDM, passando per il polipropilene con carica di talco. Proprio il caricato talco (essendo il materiale debole in relazione al rinforzato vetro), una volta accoppiati gli effetti di sforzo e temperatura, potrebbe iniziare uno scorrimento viscoso, arrivando ad una deformazione tale da non comprimere a sufficienza la tenuta in gomma. La bassa compressione dell'o-ring potrebbe portare alla perdita di acqua dalla voluta,

arrivando nella peggiore delle ipotesi, al fallimento del motore elettrico causando l'intervento dei protettori. È difficile capire l'evoluzione del problema perché, nel momento in cui intervenisse il creep nella voluta (realizzata in PP T 40%), questa si deformerebbe e diminuirebbe il carico generato dall'o-ring, riducendo la tensione locale. Allo stesso tempo il problema si complicherebbe nel momento in cui il creep si sviluppasse anche nel corpo pompa, e si presentasse del rilassamento nell'o-ring. Si lascia la spiegazione dettagliata del problema alla sezione dedicata all'analisi strutturale. Per questa prova di laboratorio sono stati stampati una serie di provini nei due materiali utilizzati per i differenti componenti. I parametri di stampaggio utilizzati per la loro creazione sono: quelli della voluta per i provini con carica talco e quelli del corpo pompa per i provini con rinforzo in fibra di vetro. La loro geometria è quella utilizzata per le prove di trazione, rispettando la ISO 527 con profilo 1A. Il provino ha larghezza 10 mm, spessore 4 mm (quindi sezione resistente 40 mm^2) e tratto utile di 75 mm.

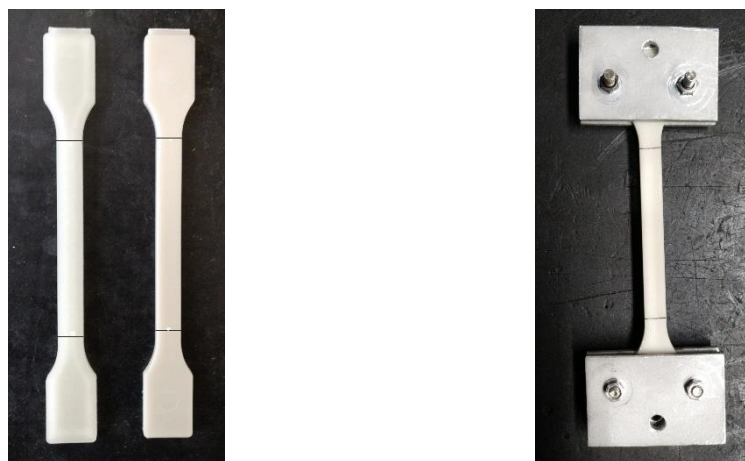


Fig. 5.7-1 Geometria provini e loro aggancio in macchina

Sono state condotte una serie di misurazioni sui provini inserendoli in una cella climatica per simulare l'effetto della temperatura. Gli strumenti utilizzati per la prova sono: attrezzatura di fissaggio in cella e del carico, cella climatica, calibro centesimale, estensimetri a resistenza e una centralina di rilevamento dei dati degli estensimetri.

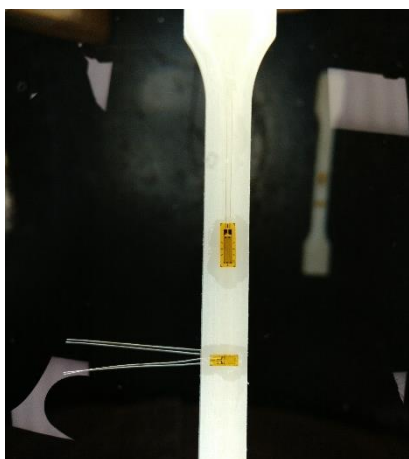


Fig. 5.7-2 Provino con estensimetri montati a ponte di Wheatstone completo



Fig. 5.7-3 Fissaggio del provino in macchina con carico applicato

Il carico applicato ai provini è stato imposto pari a quello massimo agente sui diversi componenti, e vale $3,7 \text{ N/mm}^2$ (lo sforzo è prodotto sia sul corpo della pompa che sulla voluta). La sollecitazione deriva dalla compressione dell'o-ring e sarà commentata dettagliatamente nei capitoli seguenti. Per mezzo di un calcolo a trazione è stato possibile determinare la forza da imprimere al provino, per indurre uno stato di sollecitazione pari a quello generato dalla tenuta (Eq. 14).

$$F = \sigma_{o-ring} \cdot A_{provino} = 3,7 \cdot 40 = 148 \text{ N} \approx 15 \text{ kg} \quad \text{Eq. 14}$$

In prima battuta si è deciso di effettuare la prova inserendo un coefficiente di sicurezza uguale a: $\nu = 1,33$ in modo da mantenere un certo margine rispetto alla configurazione in esercizio. Sono state fatte, allora, delle misurazioni con 20 kg instaurando una sollecitazione pari a $4,9 \text{ N/mm}^2$. I risultati ottenuti sono visibili in Tabella 5-9. Per il tempo di permanenza ad elevata temperatura (70°C), si è fatto nuovamente uso delle specifiche del mercato, secondo cui la motopompa lavora alla massima temperatura per un periodo non superiore a 18 min .

Tabella 5-9 Misure di deformazione del provino nel tempo con massa da 20 kg

Massa applicata 20 kg					
Materiale	N	$l_0 \text{ [mm]}$	$l_{\text{creep}} \text{ [mm]}$	$\Delta l \text{ [mm]}$	t [min]
Talco	1	74,95	~~75,10~~	~~0,15~~	10
	2	74,55	74,65	0,10	10
	3	74,95	75,14	0,19	15
	4	74,74	75,07	0,33	40
	5	74,95	75,31	0,36	40
Massa applicata 20 kg					
Materiale	N	$l_0 \text{ [mm]}$	$l_{\text{creep}} \text{ [mm]}$	$\Delta l \text{ [mm]}$	t [min]
Vetro	1	74,91	74,89	-0,02	15
	2	74,91	74,94	0,03	40

La valutazione delle deformazioni è stata fatta andando ad incidere superficialmente il provino, in modo da poter appoggiare i becchi del calibro cercando di ridurre al minimo l'errore di misura. Si reputa che l'intaglio eseguito per favorire l'appiglio dello strumento di misura, non abbia influito in maniera significativa sulla deformazione del provino. L'errore, più rilevante, sulle misurazioni può derivare dalla necessità di rimuovere il carico per effettuare la misura, si fa forza sul fatto che il recupero della deformazione viscosa non è istantaneo. Nella sezione riguardante le misurazioni fatte sul polipropilene con la carica di talco, si può vedere un valore barrato della deformazione. In quel frangente durante la rimozione del carico è stato torto il provino, la misura affetta da questo problema non è stata considerata. Commentando i risultati della prova si vede che: il polipropilene con il rinforzo in fibra di vetro “non si muove” se non per 3 centesimi di millimetro dopo 40 minuti (più del doppio del tempo massimo di permanenza a 70°C), mentre il polipropilene con la carica di talco mostra uno scorrimento viscoso già dopo 10 min, il valore aumenta significativamente nel tempo arrivando 0,36 mm dopo quaranta minuti.

Vista l'evoluzione rilevante della deformazione per un livello di carico 1,33 volte superiore a quello reale, è stata effettuata una prova analoga con il carico effettivo. I risultati sono esposti in Tabella 5-10.

Tabella 5-10 Misure di deformazione del provino nel tempo con massa da 15 kg

Massa applicata 15 kg						
Materiale	N	l ₀ [mm]	l _{creep} [mm]	Δl [mm]	ε	t [min]
Talco	1	75,03	75,06	0,03	3,9 e-4	15
	2	74,75	74,83	0,08	1,1 e-3	20
	3	74,90	75,11	0,21	2,8 e-3	35

I dati dimostrano una evoluzione del fenomeno molto più lenta, tanto da essere indotti a trascurarne l'effetto. In seconda battuta, sempre applicando una forza di 148 N, e modificando l'attrezzatura di prova con strumentazione costruita per l'occasione, sono state fatte delle misurazioni lasciando applicata la massa. Il risultato è descritto in Tabella 5-11 e dalla Fig. 5.7-4.

Tabella 5-11 Misure di deformazione del provino nel tempo con massa da 15 kg (senza rimozione)

Massa applicata 15 kg					
Materiale	N	l _{creep} [mm]	Δl [mm]	ε	t [min]
Talco	1	74,92	-0,01	1,3 e-4	5
	2	74,95	0,02	2,7 e-4	10
	3	74,98	0,05	6,7 e-4	15
	4	74,99	0,06	8,0 e-4	20
	5	75,05	0,12	1,6 e-3	25
	6	75,07	0,14	1,8 e-3	30
	7	75,10	0,17	2,3 e-3	35
	8	75,15	0,22	2,9 e-3	40

l ₀	74,93
----------------	-------

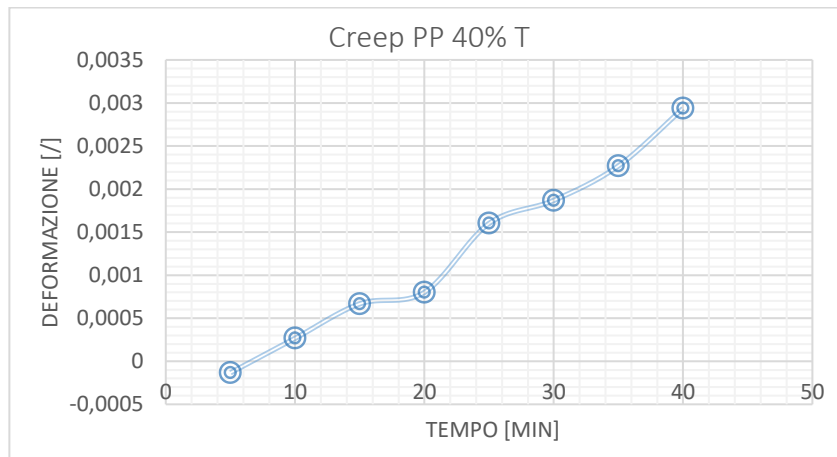


Fig. 5.7-4 Variazione della deformazione nel tempo

I dati trovati risultano in buon accordo con quelli precedenti. In entrambi i casi, la crescita della deformazione è quasi lineare. Questo fenomeno non sarebbe coerente rispetto all'andamento esponenziale descritto dalla curva teorica di creep; è però probabile che nel breve intervallo considerato, e con i pochi punti rilevati, non si riesca ad apprezzare la reale tendenza della curva.

Infine, è stato condotto uno studio del creep per mezzo di estensimetri. La configurazione scelta per la loro disposizione è quella a ponte di Wheatstone completo (Fig. 5.7-5). Il ponte completo permette di: annullare gli effetti della temperatura ed aumentare al massimo l'amplificazione del segnale in uscita.

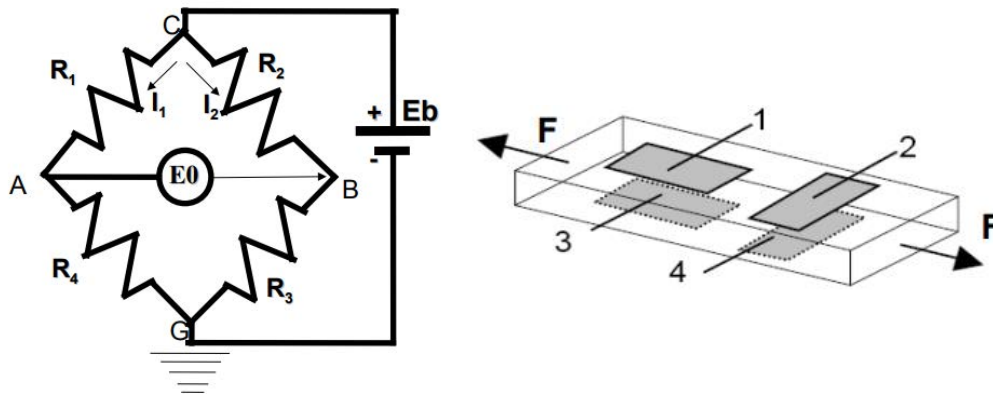


Fig. 5.7-5 Configurazione a ponte completo e disposizione degli estensimetri per lo sforzo normale

I parametri di prova sono stati mantenuti uguali alle prove precedenti. È stata applicata una massa di 15 kg in un ambiente a 70°C per un tempo di circa 40 minuti. Sfruttando la relazione esistente tra deformazione e variazione di resistenza, è stato possibile trovare l'allungamento del provino al variare del tempo di permanenza sotto carico. Il calcolo effettuato si basa sulla relazione Eq. 15:

$$\varepsilon = \frac{1}{2(1 + \nu) \cdot K} \cdot \frac{\Delta R}{R} \quad \text{Eq. 15}$$

in cui: $K = 1,9$ è il *gage factor* per un conduttore in rame/nichel, $\nu = 0,42$ dalla letteratura ed $R = 120 \, \Omega$ resistenza nominale dell'estensimetro. Per non appesantire l'elaborato si riportano solo i grafici relativi alle due prove, omettendo l'elenco dei parametri.

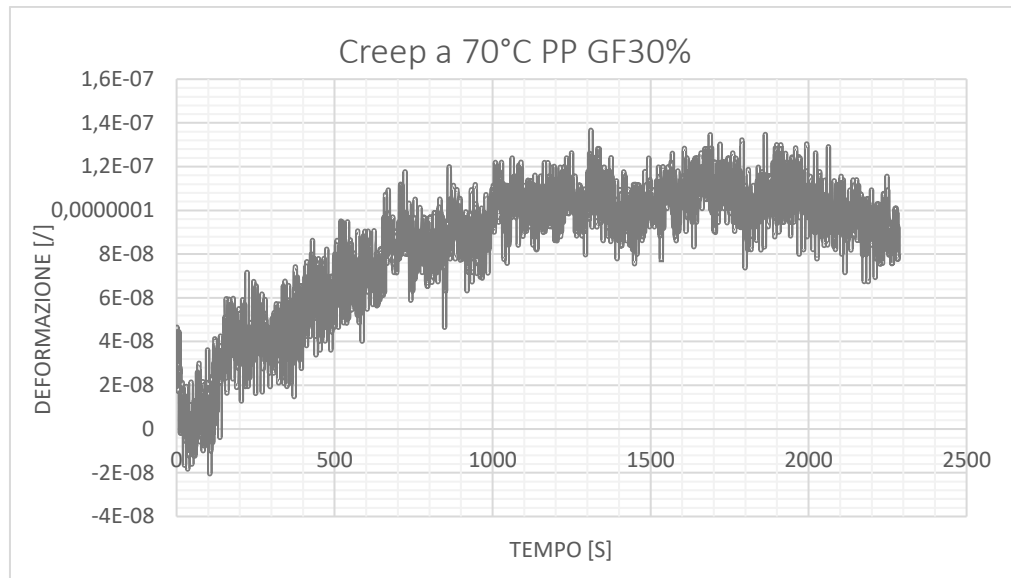


Fig. 5.7-6 Grafico della deformazione in funzione del tempo per il PP GF30%

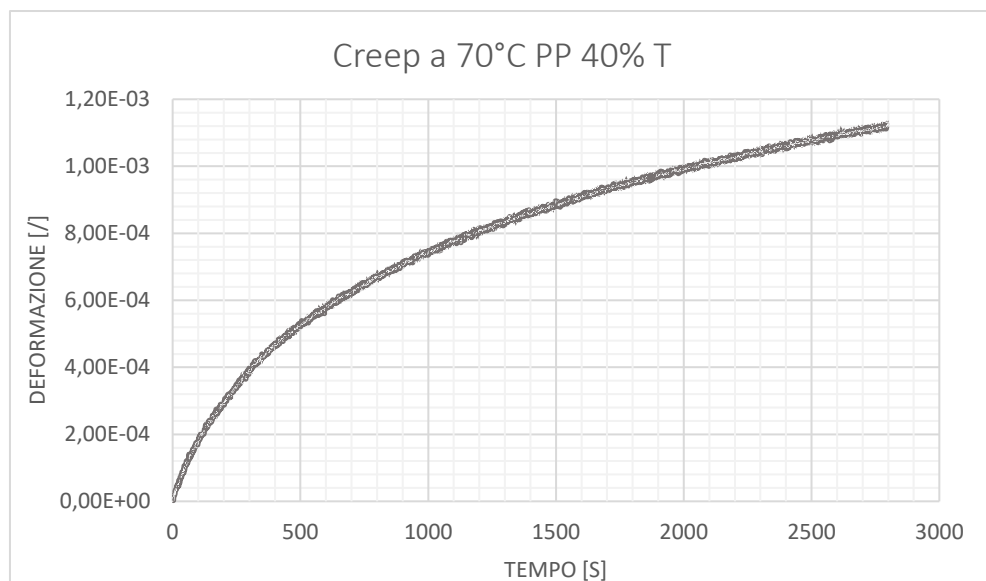


Fig. 5.7-7 Grafico della deformazione in funzione del tempo per il PP 40% T

Fig. 5.7-6 mostra l'andamento della deformazione relativa al polipropilene con fibra di vetro al 30%, dove si può apprezzare un'importante fluttuazione dei dati. Questa fluttuazione è attribuibile a disturbi di misura dovuti, in parte, alla rotazione della ventola interna alla cella climatica. Si fa notare che il valore massimo di deformazione è pari a $1,4 \cdot 10^{-7}$, che prendendo ad esempio una lunghezza $l_0 = 100 \, \text{mm}$ fornirebbe una deformazione dell'ordine dei centesimi di micrometro. Per il composito

con rinforzo in fibra di vetro si ritengono trascurabili gli effetti dovuti alla deformazione viscosa, in relazione ai tempi ed ai carichi d'esercizio.

Passando alla trattazione di Fig. 5.7-7, relativa al polipropilene con carica minerale di talco, si può dire che: l'effetto studiato sia visibile e rispetti l'andamento esponenziale, caratteristico dei modelli matematici utili alla rappresentazione del fenomeno. In particolare, si nota una evoluzione della deformazione fino a $1,1 \cdot 10^{-3}$, valore superiore di quattro ordini di grandezza rispetto al caso precedente. Prendendo nuovamente ad esempio una lunghezza $l_0 = 100 \text{ mm}$ si avrebbe una deformazione dell'ordine dei decimi di millimetro, valore molto più consistente per il caso di studio. A fronte dei dati ottenuti, l'effetto del *creep* sul polipropilene con carica di talco non è trascurabile, in relazione ai carichi ed al tempo di permanenza in temperatura. Se si fa riferimento al ciclo di lavaggio singolo (1080 s), il fenomeno ha un impatto relativamente basso, per due cicli di lavaggio consecutivi non si garantisce la possibilità di trascurare il fenomeno. Spostandosi sulle deformazioni derivanti dalle forze in esercizio, si nota che: questi valgono il triplo rispetto allo scorrimento dato dal *creep*. In relazione a questo fatto ed all'abbassamento delle tensioni prodotte dall'o-ring, a causa della deformazione, l'approssimazione di lineare elasticità della voluta non dovrebbe portare errori significativi. Essendoci diversi materiali dal comportamento variabile in funzione del tempo e della temperatura, in uno studio futuro verranno esaminate anche le proprietà dell'elastomero di cui è composta la tenuta, al fine di modellizzare con un'approssimazione ancora inferiore il comportamento dell'assieme nel tempo.

Capitolo 6

Analisi strutturale

In questo capitolo si vogliono identificare le sollecitazioni che insistono sui diversi componenti. Lo studio condotto vedrà il calcolo delle sollecitazioni presenti e l'analisi strutturale mediante simulatore agli elementi finiti. Verranno presi in considerazione aspetti legati alla temperatura ed al processo, in modo da avere un quadro generale sul comportamento della motopompa. Il capitolo si suddividerà in tre sezioni, ognuna relativa ad un componente specifico. I componenti studiati sono stati: girante, corpo pompa e voluta, tutti visibili in Fig. 5.7-1.

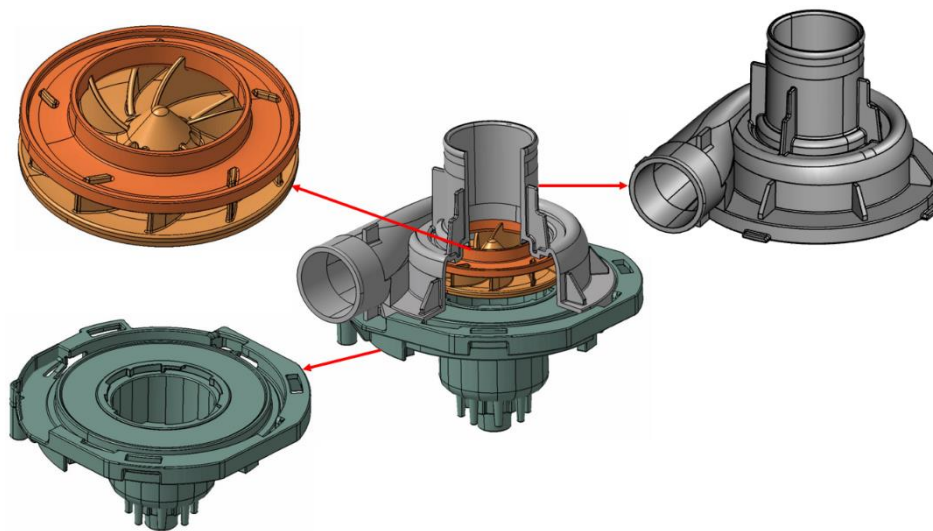


Fig. 5.7-1 Modello 3D dei componenti studiati

6.1 Girante

La girante è il componente a cui è demandato il compito di movimentare l'acqua all'interno della pompa, e in accoppiata con la voluta permette l'aumento di pressione del fluido. La sua posizione all'interno dell'assieme è visibile in Fig. 5.7-1, questa è calettata sull'albero motore per mezzo di una filettatura. Il materiale con cui è realizzata è un polipropilene con rinforzo in fibra di vetro al 30%, il tegolo è unito mediante tecnologia di saldatura ad ultrasuoni (descritta in precedenza). Le parti più interessanti per lo studio sono le pale ed il codolo filettato.

In questa sezione sarà aggiunta anche l'analisi delle vibrazioni del rotore, vista l'affinità tra rotore e girante.

6.1.1 Calcolo dello sforzo sulle pale

Il calcolo dello sforzo sulle pale è stato effettuato analizzando sia la massa d'acqua da movimentare che la ripartizione di coppia motrice dell'albero. È stato ricavato il

volume d'acqua interno alla girante. Sottraendo il cilindro centrale è stata calcolata la massa d'acqua spostata dalle pale. La massa totale d'acqua che insiste sulle pale è pari a **17,9 g**, che una volta ripartita per il numero di pale (10) fornisce la massa d'acqua che ogni pala deve spostare, cioè **1,8 g**. Se questa massa d'acqua viene concentrata e applicata a centro pala dà un valore di forza pari a: $F_{pala} = 0,0176 \text{ N}$. Successivamente, partendo dal valore di coppia massima del motore ottenuto dalle prove mostrate nel capitolo tre, è stata calcolata la coppia ridotta ad ogni pala. Essendoci due tipi di pale: quelle normali e quelle splitter²⁶ (più corte), il calcolo della forza agente ha visto un differente punto di applicazione ed un differente modulo della stessa. Si descrive di seguito il calcolo delle componenti.

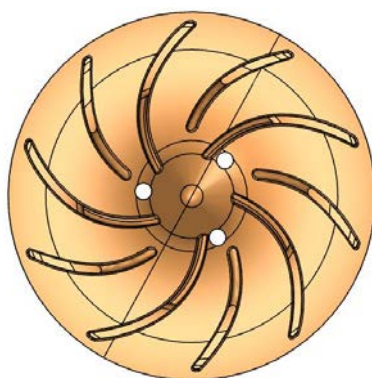


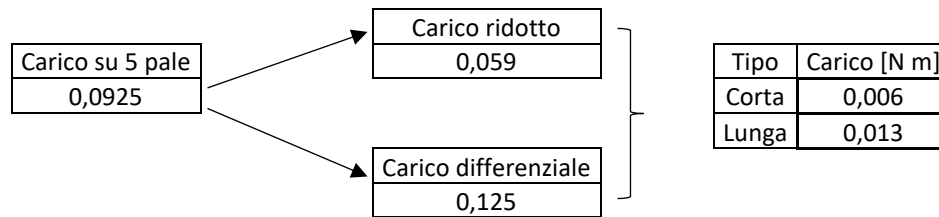
Fig. 6.1-1 Vista delle dimensioni differenti delle pale

Si parte dal valore di coppia disponibile all'albero, questi è pari a **0,185 Nm**. Il problema viene schematizzato come se le pale siano perfettamente radiali, se ne trascura la curvatura, che devierebbe una componente della forza sviluppata dal motore in direzione radiale. Facendo questa ipotesi ci si mette, di fatto, in una situazione a vantaggio di sicurezza, in quanto tutta la coppia sviluppata è assegnata alla componente tangenziale che insiste sulle pale. Si suddividono geometricamente le pale, in funzione dello sviluppo superficiale:

Tipo	Lato	Dimensione [mm ²]
Corta	Anteriore	89,443
	Posteriore	88,629
Lunga	Anteriore	146,914
	Posteriore	141,209

La distinzione tra anteriore e posteriore vuole indicare il lato della pala in spinta. Il calcolo delle superfici mostra una differenza di sviluppo pari al **35,7 %**. Si suddivide la coppia all'albero per due; con questa divisione “si separano” le pale corte da quelle lunghe. In seconda battuta si calcola il valore di carico differenziato in base allo sviluppo della superficie palare.

²⁶ Le pale splitter servono ad evitare fenomeni di ricircolazione interpalare



Una volta ottenuto il valore di coppia percepito dalle singole pale, moltiplicando per il raggio medio si calcola la forza concentrata.

	d_{med} [mm]	$F_{concentrata}$ [N]
Corta	18,12	0,328
Lunga	16,26	0,772

Infine, per evitare concentrazioni di sforzi derivanti dalla forza concentrata ripartita, le componenti appena individuate sono state distribuite sulla superficie palare. Questo calcolo conclude la determinazione dei carichi palari, e fornisce il dato che verrà inserito nelle simulazioni numeriche.

	P_{pale} [N/mm ²]
Corta	0,004
Lunga	0,005

6.1.2 Calcolo della tensione sui filetti

Il calcolo della tensione sui filetti è stato effettuato andando a scomporre la coppia di serraggio nelle rispettive direzioni di interesse. In un collegamento filettato, le viti possono lavorare nel seguente modo: trazione, taglio, flessione e torsione. La sollecitazione di trazione/compressione è sempre quella da preferire. L'insieme delle forze scambiate tra vite e madrevite durante l'avvitamento può essere studiato pensando a tali carichi agenti solo sull'elica al raggio medio del filetto, e composti da due azioni: quella normale alla superficie d'interfaccia (N) e quella tangenziale dovuta all'attrito radente (T). Le due componenti sono legate dalla relazione: $T = fN$ dove f è il coefficiente d'attrito tra le superfici [18].

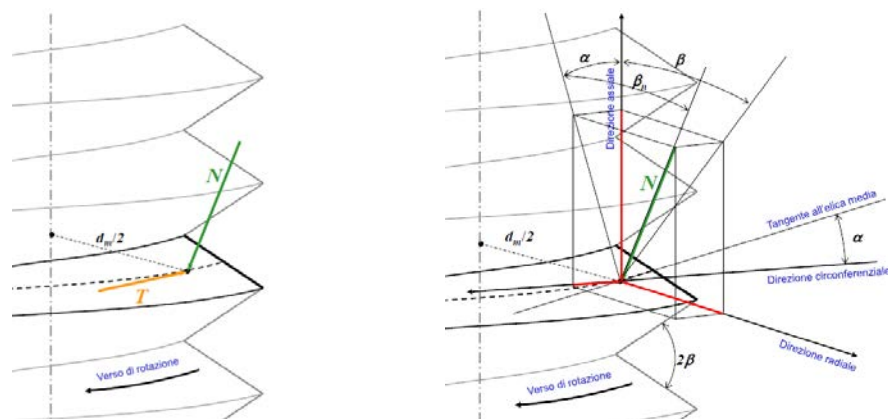


Fig. 6.1-2 Visualizzazione dei carichi e degli angoli di interesse per la filettatura

Si trova da tabella il diametro medio della filettatura pari a $d_{m,medio}^{27} = 3,604 \text{ mm}$, in questo caso si parla di una M4. I parametri geometrici rimanenti sono:

h [mm]	nfiletti_presa	β [°]	α [°]	β_N [°]
10	14,3	30	6,39	29,98

Il valore di coppia di serraggio imposto all'*impeller* è pari a $M = 0,8 \text{ Nm}$. Si può calcolare, ora, la forza agente in direzione assiale sulla filettatura, invertendo la relazione Eq. 16. Per il coefficiente di attrito è stato utilizzato un valore pari a 0,35 derivante da letteratura [19].

$$M = N_{ass} \frac{d_m \cos \beta \sin \alpha + f \cos \alpha}{2 \cos \beta \cos \alpha - f \sin \alpha} \quad \text{Eq. 16}$$

La forza circonferenziale non è altro che il valore di coppia di serraggio diviso il braccio, ovvero il raggio medio. I due valori calcolati sono: $N_{ass} = 1,04 \text{ N}$ e $N_{circ} = 0,44 \text{ N}$. È stato possibile, una volta determinate le sezioni resistenti, valutare la tensione percepita dai filetti (con un calcolo di resistenza a trazione).

	[N/mm²]
σ_{max}	0,055
σ_{min}	0,034
$\sigma_{max \text{ tot}}$	0,060
$\sigma_{min \text{ tot}}$	0,037

I dati trovati si riferiscono alla sezione massima e minima in base al diametro interno del codolo. In un caso il diametro interno è pari a $d_{i,max} = 5 \text{ mm}$ e offre una sezione resistente minore (senza contare la concentrazione degli sforzi data dal fondo del filetto), mentre nell'altro si ha $d_{i,min} = 3,15 \text{ mm}$. Lo sforzo totale comprende anche la componente circonferenziale. Vista la modesta forza percepita dai filetti, si è ritenuto sufficiente il calcolo appena proposto.

Per concludere, è stato calcolato il valore di compressione sui filetti dovuto alla massa di colonna d'acqua. Avendo un volume di fluido, insistente sulla sezione di interesse, pari a $5,13 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$. Si ha una forza totale data dalla massa d'acqua pari a $0,49 \text{ N}$, che una volta ripartita per il numero di filetti vale: $0,035 \text{ N}$. Essendo di un ordine di grandezza più piccola rispetto al valore dato dall'avvitamento si è deciso di trascurare questa componente.

6.1.3 Implementazione della girante nel software FEM

Per la parte di simulazione numerica ci si è appoggiati al software SimLab di Altair. In Fig. 6.1-3 è visibile la mesh utilizzata per la girante, si tratta di elementi triangolari a 6 nodi che sono stati infitti nelle sezioni di interesse. Non è stato possibile creare una mesh ad elementi *hexa* per limiti della geometria nativa CAD. Si può vedere che la maglia triangolare è comunque coerente, avendo gestito con opportune superfici le zone di transizione tra le varie dimensioni della mesh.

²⁷ m = madrevite, perché l'elemento debole del collegamento è la filettatura sulla girante

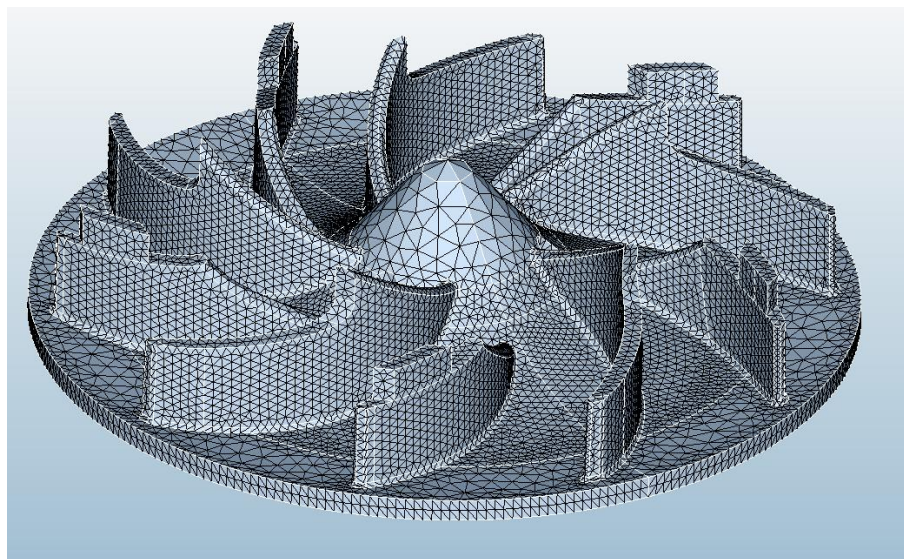


Fig. 6.1-3 Girante con mesh triangolare a sei nodi

Per l'analisi della resistenza delle pale è stata applicata la pressione calcolata precedentemente e si è fissata la circonferenza esterna della girante. In questo modo la pressione che insiste sulle pale si scarica alla loro base, dando un'informazione sullo sforzo esistente. La condizione di normale esercizio è a rotore libero, piuttosto che bloccato come si è schematizzato nella simulazione. La scelta fatta è basata sulla necessità di verificare la resistenza delle pale allo spunto espresso dal motore elettrico.

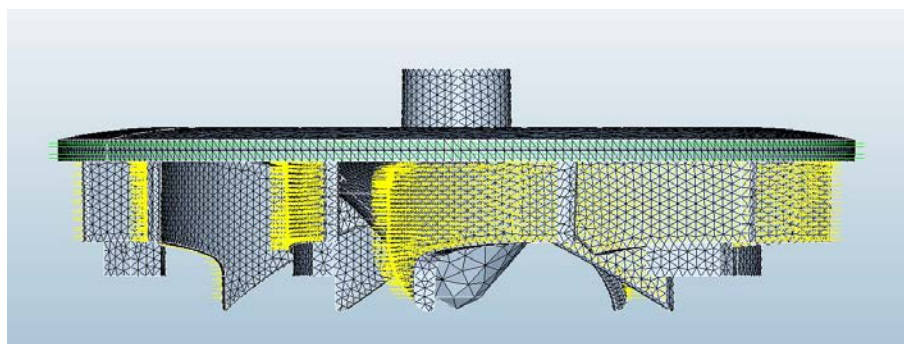


Fig. 6.1-4 Vincoli per determinazione sforzo sulle pale

In giallo è rappresentata la pressione agente sulle pale, mentre in verde è visibile il vincolo (inserito sulla circonferenza esterna) imposto alla girante. Il vincolo scelto è di traslazione nelle tre direzioni, in sostanza il corpo è fissato sulla circonferenza esterna. Il risultato di questa simulazione fornisce lo sforzo sulle pale, dando modo di verificarne la resistenza. Il tipo di analisi è lineare elastica, con i valori di resistenza del materiale pari a quelli derivanti dallo studio dei provini. Non è stato possibile implementare una simulazione viscoelastica lineare per carenza di informazioni sul materiale. In particolare, mancano i valori di smorzamento da attribuire agli smorzatori, del modello viscoelastico di Zener, scelto per la rappresentazione del materiale. La scelta è basata sulla necessità di rappresentare solo la prima parte della curva di evoluzione del creep, cosa percepibile dal modello matematico. I risultati dello studio

sono schematizzati con la rappresentazione mappata a colori dello stato tensionale secondo Von Mises (Fig. 6.1-5).

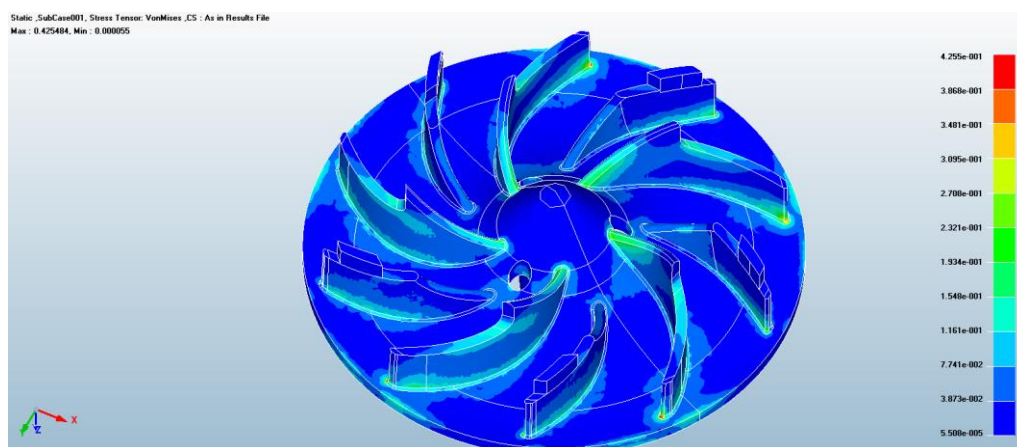


Fig. 6.1-5 Andamento tensionale della girante secondo Von Mises

Il valore massimo della tensione rilevato è pari a $0,425 \text{ N/mm}^2$, di due ordini di grandezza al di sotto dei carichi necessari allo snervamento del PP GF30% utilizzato per il componente (snervamento del materiale a 70°C paria 61 N/mm^2). Si può pensare allora, di poter ridurre la sezione delle pale. I limiti nella riprogettazione delle stesse derivano dal processo di stampaggio, riducendo la loro sezione si rischia un riempimento incompleto della cavità.

Passando alla trattazione della zona del codolo, si è scelto di vincolarne la superficie superiore, lasciando invariata la fonte di carico. Il vincolo assegnato è un bloccaggio completo delle traslazioni, in modo da valutare nuovamente gli effetti dello spunto del motore. In Fig. 6.1-6 sono visibili vincoli e carichi.

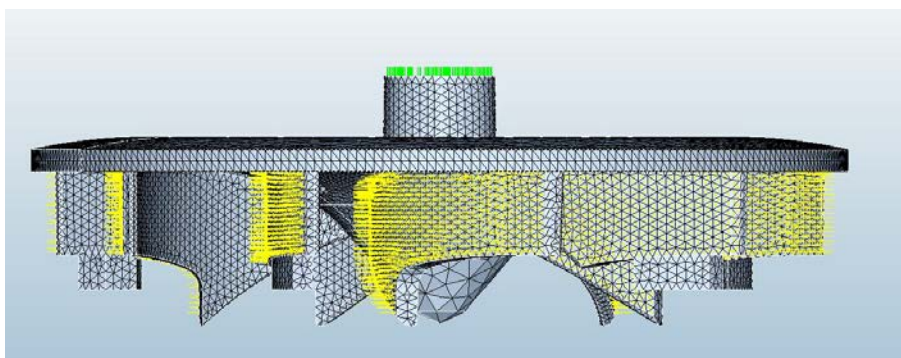


Fig. 6.1-6 Vincoli per la determinazione dello sforzo sul codolo

Per confronto la coppia generata dal motore è stata inserita, al posto che sulle pale, sul nodo centrale di una struttura RBE 3²⁸. Il valore di coppia rimane il medesimo, cambia però il vincolo, uguale al caso del carico distribuito (caso precedente). I risultati ottenuti dalle due simulazioni effettuate sono visibili di seguito (Fig. 6.1-7).

²⁸ Rigid beam element

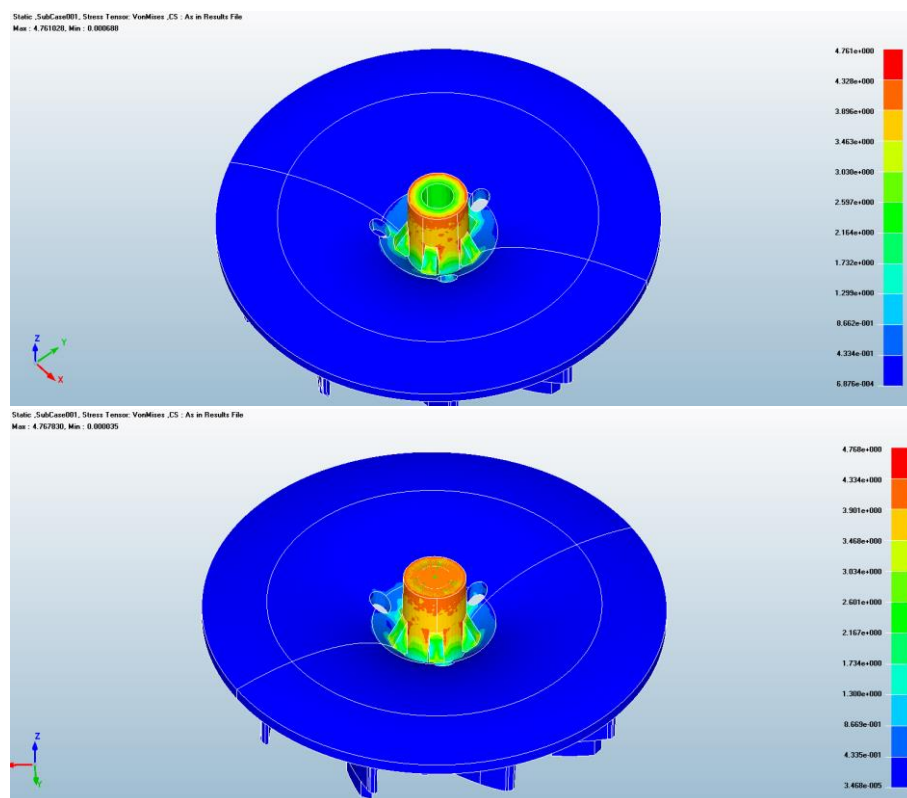


Fig. 6.1-7 Andamento tensionale secondo Von Mises sul codolo della girante con sezione ridotta

Tra le due configurazioni analizzate non vi è una significativa variazione di distribuzione delle tensioni (in cima alla girante nell'immagine in basso di Fig. 5.7-1, è rappresentato in arancione l'RBE a cui è applicata la coppia) e nemmeno i valori di carico si discostano in modo rilevante (si va da $4,34 \text{ N/mm}^2$ a $4,26 \text{ N/mm}^2$). La doppia analisi condotta serve anche a validare il calcolo effettuato manualmente per la pressione che insiste sulle pale. Il modello 3D vede l'eliminazione dei raccordi in corrispondenza delle nervature, proprio in queste zone sono presenti delle concentrazioni di tensione. I risultati ottenuti forniscono un valore di picco pari a $1,95 \text{ N/mm}^2$ (nei punti a ridosso delle nervature) che scende a $1,79 \text{ N/mm}^2$ nella sezione arancione del codolo nell'immagine in alto della Fig. 6.1-7. Ragionando su questo dato, si è andati a ridurre la sezione resistente nella zona filettata, portando la differenza tra diametro interno ed esterno da 2 a 1,5 mm. Si è preferito non scendere al di sotto dei 7,5 decimi di millimetro per evitare, ancora in volta problemi nello stampaggio, pur essendo questa una zona meno critica per il processo, rispetto alle pale. La variazione di sezione ha determinato una tensione pari a $4,34 \text{ N/mm}^2$. La proposta permette di ridurre il materiale, diminuendo, anche se in quantità minima: volume della parte, tempo di stampaggio e tempo di raffreddamento, abbassando il costo unitario del componente. Anche spostandosi al secondo valore di tensione indicato (passando alla configurazione a codolo snellito), si resta ad un ordine di grandezza dal carico di snervamento.

6.1.4 Analisi delle vibrazioni flessionali del rotore

Le anomalie di funzionamento, derivanti dall'elasticità dei materiali utilizzati nella costruzione e dalla conformazione geometrica dell'albero e degli organi calettati su di esso, sono note come oscillazioni e vibrazioni. Essendo l'argomento relativo al rumore molto importante in questo ambito, si è deciso di effettuare un'analisi preliminare del comportamento dinamico del rotore. Per fare questo calcolo si è fatto uso della formula di Dunkerley, che rappresenta un metodo approssimato per la stima della prima frequenza critica di oscillazione. Dunkerley si riferisce al caso in cui siano calettate all'albero più masse e individua la prima velocità critica. Un albero con n masse calettate avrà n velocità critiche. Solitamente la prima è quella significativa, perché compresa nel campo delle applicazioni più comuni. Le altre sono più elevate ed è raro che abbiano influenza sul funzionamento. La formula su cui è basato il metodo è la Eq. 17, che va ad approssimare per difetto la velocità critica.

$$\lambda_1 = \frac{1}{\omega_1^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\omega_i^{*2}} \quad \text{Eq. 17}$$

In Fig. 6.1-8 è rappresentato lo schema del rotore con le relative forze peso. Le diverse forze visibili rappresentano i valori delle forze peso che insistono nelle rispettive sezioni dell'albero.

	[g]	[kg]	[N]	Nome
Albero + rotore + controfaccia	106,70	0,1067	1,047	/
Albero	7,42	0,0074	0,073	/
Rotore + controfaccia	99,28	0,0993	0,974	F _p
Estremità destra albero	0,48	0,0005	0,005	F ₂
Estremità sinistra albero	1,64	0,0016	0,016	F ₃
Troncone centrale	5,30	0,0053	0,052	F ₁
Girante	10,60	0,0106	0,104	F _g

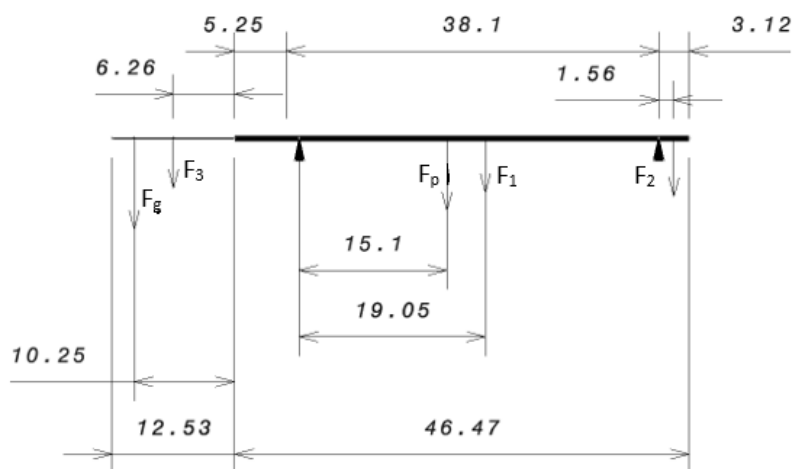
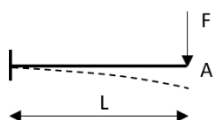


Fig. 6.1-8 Schema del rotore con carichi applicati

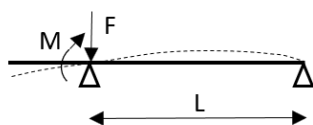
Il sistema è stato suddiviso in 7 sottosistemi, ognuno riguardante una forza o un momento sviluppato dalla forza rispetto agli appoggi. I sottosistemi considerati sono: deflessione data dalla forza peso della girante (F_g), rotazione data dal momento riferito alla forza peso della girante, la deflessione dovuta all'inerzia della girante, deflessione data dalla forza peso della sezione di albero lunga $12,53 \text{ mm}$ (F_3) e via discorrendo per tutti i restanti contributi flessionali. Sono stati calcolati i momenti d'inerzia ed i momenti quadratici di superficie.

J_F	3,06796E-11	$[\text{m}^4]$
I_1	-2,07689E-05	$[\text{kg m}^3]$
I_1'	-5,443E-07	$[\text{kg m}^3]$
I_g	-2,294 E-06	$[\text{kg m}^3]$

I momenti d'inerzia hanno valore negativo, in quanto dalla teoria si vede che: il momento induce un effetto raddrizzante sul sistema. Si introducono i conti fatti per i diversi sottosistemi: per il primo sottosistema sono state usate le relazioni: Eq. 18 (per la forza) e Eq. 19 (per il momento flettente) che permettono di calcolare l'effetto derivante dal carico F_g della girante.



$$\eta'_g = \frac{1}{3} \frac{FL^3}{EJ} \quad \text{Eq. 18}$$



$$\eta''_g = \frac{1}{3} \frac{ML}{EJ} \quad \text{Eq. 19}$$

Sono schematizzati il carico e la deformazione esistenti sull'albero; per la sollecitazione prodotta dalla girante si ha:

Calcolo η'_g	(forza)	η'_g	1,97E-07	$[\text{m}]$
Calcolo η''_g	(coppia)	η''_g	3,12E-05	$[\text{m}]$
		η_g	3,14E-05	$[\text{m}]$
		$K_{\eta g}$	31898	$[\text{N/m}]$
		ω_1^2	3009267	$[\text{rad}^2/\text{s}^2]$

Alla fine del calcolo è evidenziato il valore della frequenza critica per il primo sottosistema. La girante influenza la frequenza critica anche a causa del suo momento d'inerzia, il sottosistema due ha visto l'utilizzo della relazione: Eq. 20.

$$\varphi'_g = \frac{ML}{EJ} \quad \text{Eq. 20}$$

Di seguito sono elencati i valori ottenuti dal calcolo. In particolare, si vuol far notare il segno negativo della velocità critica per il secondo sottosistema (effetto raddrizzante).

Calcolo φ_g'	(momento)	φ_g'	0,0025	[rad]
		$K_{\varphi g}$	400	[N m]
		ω_z^2	-177708407	[rad²/s²]

Si è proceduto allo stesso modo per i vari sottosistemi, ottenendo un valore di velocità critica pari a:

$$\omega_{cr}^2 = \frac{1}{\sum_{i=1}^7 \frac{1}{\omega_i^{*2}}} = 26104 \text{ [rad}^2/\text{s}^2] \rightarrow \omega_{cr} = 161,6 \text{ [rad/s]}$$

il valore di velocità angolare corrisponde ad una frequenza di $f_{cr} = 25,71 \text{ [Hz]}$. Il dato ottenuto è troppo basso rispetto alla reale capacità di resistenza alle vibrazioni flessionali del rotore. Ragionando sui singoli valori per i vari sottosistemi, si vede che: l'abbassamento di frequenza critica deriva dalle masse relative ai conci di albero. Trascurando, quindi, l'effetto delle diverse porzioni dell'albero (che sommate fanno un totale di 7 grammi), si vede un notevole aumento della frequenza caratteristica. Si passa infatti, a $f_{cr} = 439,2 \text{ [Hz]}$. Se si pensa alla conformazione del rotore si capisce però, che nemmeno l'ultima modellizzazione può trovare accordo con i valori sperimentali. Infatti, circa il 90% della massa è stata concentrata sul baricentro del magnete (F_p), si è pensato di distribuire l'effetto dell'elemento ferromagnetico. Suddividendo il magnete in 10 porzioni, e rimuovendo gli altri sottosistemi, è stato possibile visualizzare l'effetto dinamico complessivo. Dall'ultima schematizzazione si è arrivati ad un valore distante solo l'8% (in difetto rispetto al dato sperimentale, rimanendo in accordo con la teoria) da quello trovato in laboratorio, la frequenza critica secondo Dunkerley risulta pari a: $f_{cr} = 1604,5 \text{ [Hz]}$ che corrispondono ad una $\omega_{cr} = 10081 \text{ [rad/s]}$.

A conclusione del paragrafo, sempre in merito alle vibrazioni, si è notato una spaziatura non equa dei fori per la lubrificazione della boccola. Si è pensato che questi potessero dare origine, una volta messa in rotazione la girante, a problemi di vibrazioni. È stata studiata una configurazione: geometricamente più equilibrata ma tale da non interferire sul flusso d'acqua.



Fig. 6.1-9 Differente disposizione dei fori tra girante attuale e futura

La spaziatura attualmente esistente prevede due fori a 135° e uno a 95°. L'alternativa proposta avrebbe una distanza pari a 127° ed un foro a 105°, il bilanciamento non è assoluto ma si crea una configurazione più stabile (Fig. 6.1-9). Modificando la sito dei

fori si varia la posizione del baricentro dell'*impeller*, le coordinate sono elencate di seguito.

	x [mm]	y [mm]
Centro di massa impeller originale	-0,002	-0,003
Centro di massa impeller modificato	-0,00016	0,002

La variazione del baricentro è modesta, si parla di un passaggio da 2 μm a 1,5 decimi di micron. Durante il processo rispettare tolleranze di questo genere non è: né facile né richiesto, il guadagno in tal senso è incommensurabile. La modifica alla geometria è stata comunque accolta, in modo da partire con un componente, che in linea teorica, è più equilibrato.

6.2 Voluta

La continuazione logica dell'analisi vede lo studio della voluta (in alto a destra in Fig. 5.7-1), che in accoppiata con la girante fornisce la prevalenza richiesta alla motopompa. La trattazione di questo componente è stata la più complessa, racchiudendo diversi limiti legati al materiale. Il polipropilene con carica minerale di talco è l'anello debole del sistema, soprattutto se confrontato con il rinforzo in fibra di vetro. Questo *compound* può essere modellizzato come materiale isotropo, in riferimento all'omogeneità della distribuzione di carica. Le zone più interessanti per il calcolo sono: la sezione su cui insiste l'o-ring, le alette di contatto con il corpo pompa e la geometria a spirale. Non è stato possibile trovare la sollecitazione agente sui colletti di mandata e aspirazione, dovuta alla chiusura della fascetta di fissaggio del tubo, per carenza di dati.

6.2.1 Analisi della resistenza delle alette di aggancio

Gli elementi della motopompa, per poter eliminare completamente le viti dal motore, sono uniti per mezzo di alette di aggancio, soluzioni tipiche per i prodotti plastici. Le alette di aggancio studiate hanno il compito di unire la voluta al corpo della pompa, tenendo in sede l'o-ring ed evitando lo scollegamento dovuto alla massa del motore. L'o-ring, come vedremo successivamente, non va ad impattare sulle alette ma solo circonferenzialmente. Lo sforzo che viene scaricato sulle alette è quello dovuto alla forza peso del motore. Per prima cosa sono stati misurati: la massa del motore assemblato e il centro di massa (verificato successivamente tramite CAD). La massa totale della motopompa è pari a 495 g, e la forza peso generata equivale a 4,86 N. La posizione del centro di massa misurata è visibile di seguito:

Posizione centro di massa	
	[mm]
Cima	79,75
Fondo	36,75
Altezz.tot	116,5
Posiz. C	64,15

si possono vedere i valori di lunghezza totale della pompa, le posizioni del baricentro rispetto ai vincoli, e la posizione delle alette (in tabella Posiz. C). è possibile

schematizzare il problema come una trave soggetta ad un carico concentrato, dove il carico rappresenta la massa del motore (Fig. 6.2-1).

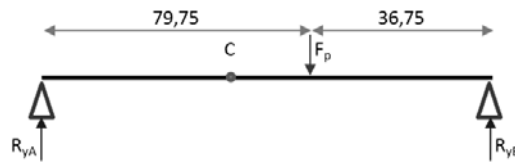


Fig. 6.2-1 Schematizzazione del motore mediante struttura trabeiforme

Non resta che calcolare le reazioni vincolari e le forze agenti in C, rispetto al quale si ha un momento flettente derivante dalla massa del sistema. Il risultato del calcolo è riassunto di seguito:

R_{yA} [N]	R_{yB} [N]	M_{fc} [N mm]
1,53	3,32	98,25

è possibile andare a trovare le diverse forze che insistono sulle alette. L'identificazione di tali forze è stata fatta andando a scomporre il momento flettente trovato in C, rispetto ai quattro punti di contatto. La tipologia di forza a cui sono soggetti gli agganci è uguale a coppie, infatti, due alette sono soggette a flessione mentre le altre due a torsione essendo sottoposte ad una coppia. La differenza tra le due sollecitazioni deriva dalla posizione della pompa in macchina. I fattori geometrici dei sostegni valgono:

	[mm]
R_e	49
R_i	46,44
l	10

dove R_e rappresenta il raggio esterno in punta all'aletta, R_i il raggio interno ed l la larghezza. Dividendo per il numero di alette e per il raggio esterno il momento flettente in C, si ottengono le forze agenti sui punti 1 e 3 (numerazione visibile in Fig. 6.2-2).

$$F_{1-3} = \frac{M_{fc}}{n_{alette} \cdot R_e} = 0,50 \text{ N} \quad \text{Eq. 21}$$

Si è scelto di applicare la forza a distanza R_e , così da portarsi in una condizione di massima sollecitazione (a vantaggio di sicurezza). Per quanto riguarda i supporti 2 e 4 il calcolo è simile; si passa nuovamente per la forza concentrata, valutando poi il valore di coppia annesso.

$$F_{2-4} = \frac{M_{fc}}{n_{alette} \cdot l/2} = 4,91 \text{ N} \quad \text{Eq. 22}$$

Da cui si ricava il valore della coppia di forze, posizionate alle estremità della lunghezza dei sostegni (come in Fig. 6.2-2), pari a: 2,46 N.

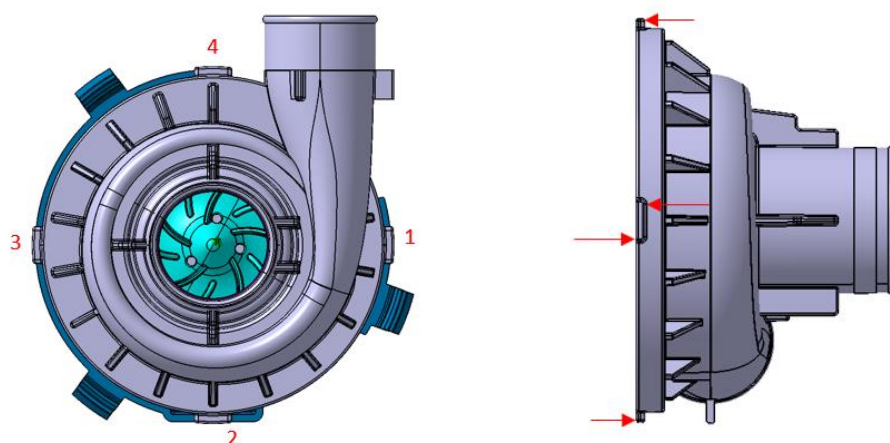


Fig. 6.2-2 Numerazione punti di aggancio e forze applicate

6.2.1.1 Analisi FEM delle alette

Disponendo di tutti i dati relativamente alle forze agenti sulla sezione studiata, è stato possibile implementare la geometria nel software agli elementi finiti. Come detto in riferimento alla girante in 6.1.3, per problemi derivanti dalla geometria CAD, è stato possibile generare solo un modello ad elementi triangolari a 6 nodi. La ragione è legata ad una serie di superfici, utilizzate per creare la spirale della voluta, che andavano a sovrapporsi dando origine a nodi accavallati. Modificando il file nativo si è riusciti a creare una geometria, che venisse accettata dal simulatore per generare la mesh. I vincoli utilizzati per il calcolo sono visibili in Fig. 6.2-3, e rappresentano i punti di aggancio in macchina. Si tratta della zona del tubo di mandata e di quello di aspirazione; per entrambi i vincoli è stato scelto un bloccaggio completo. Si possono vedere anche le forze applicate alla geometria.

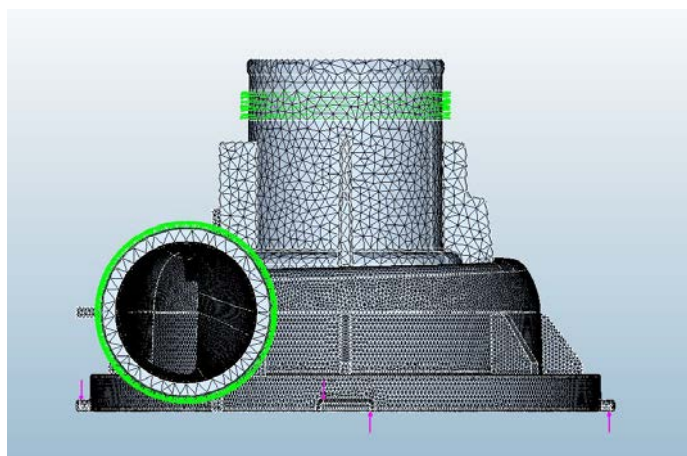


Fig. 6.2-3 Vincoli e carichi utili a identificare gli sforzi sulle alette

Il problema è stato analizzato sia a 23 che a 70°C, inserendo le principali proprietà meccaniche del materiale. Il risultato della simulazione è visibile in Fig. 6.2-4, dove sono rappresentate le tensioni secondo Von Mises.

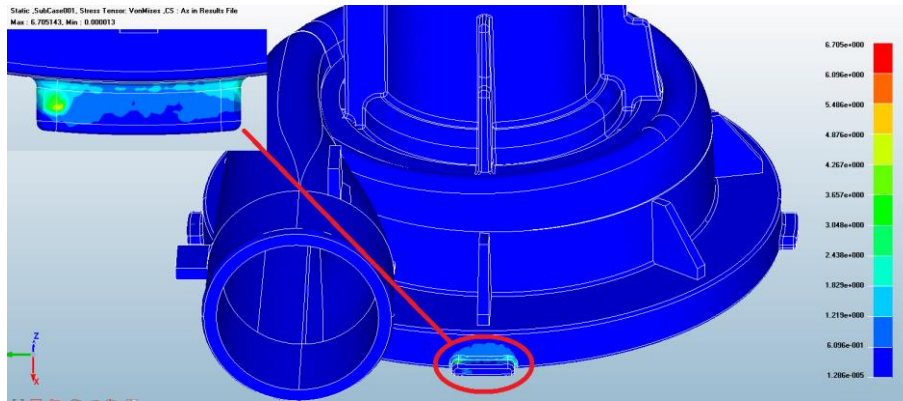


Fig. 6.2-4 Andamento tensionale delle alette secondo Von Mises

Le tensioni di picco equivalgono a $6,7 \text{ N/mm}^2$, queste sono presenti in punti di singolarità alla base degli agganci, o sotto la zona di applicazione del carico concentrato. Al di fuori di queste zone la sollecitazione si attesta attorno ai $3,1 \text{ N/mm}^2$ valore molto distante dalla tensione di snervamento anche a 70°C . Si può concludere che: il componente resiste alla sollecitazione introdotta nella sezione di studio.

Essendoci problemi di planarità derivanti dal processo produttivo, purché la sezione analizzata non abbia problemi dovuti alle forze in gioco, si è proposta una variante a 6 punti di contatto. La configurazione con più alette dovrebbe prevenire possibili perdite d'acqua in esercizio, grazie ad un accoppiamento migliore tra voluta e corpo pompa.

6.2.2 Analisi della resistenza alla pressione del fluido

Come seconda sollecitazione è stata analizzata l'azione della pressione di pompaggio e della forza centrifuga del fluido. Il dato di pressione utilizzato per identificare la tensione è pari al valore massimo ottenuto nelle curve idrauliche dei primi capitoli. Si tratta di un valore di pressione pari a 440 mBar che convertiti equivalgono a $0,044 \text{ MPa}$. L'effetto locale della tensione prodotta da tale pressione è stato calcolato tramite la relazione riguardante i recipienti in pressione. Si è pensato, infatti, di schematizzare il problema come un recipiente in pressione ipotizzando una geometria assialsimmetrica. Le relazioni utilizzate per il calcolo sono quelle classiche per un cilindro soggetto a pressione interna, e avente pressione esterna nulla (il dato in mbar è infatti una pressione relativa):

$$\sigma_c(r = r_i) = \frac{1 + \rho^2}{\rho^2} \cdot \frac{\beta^2}{1 - \beta^2} \cdot p_i \quad \text{Eq. 23 [20]}$$

$$\sigma_r(r = r_i) = p_i \quad \text{Eq. 24 [20]}$$

$$\sigma_{eq}(r = r_i) = |\sigma_c - \sigma_r| \quad \text{Eq. 25 [20]}$$

i parametri ρ e β rappresentano il rapporto tra i raggi, ovvero $\rho = \frac{r}{r_e}$ e $\beta = \frac{r_i}{r_e}$. I risultati del calcolo sono riassunti nella tabella di seguito, dove vengono differenziate le due situazioni di: massima pressione raggiunta e pressione al massimo rendimento.

Tabella 6-1 Calcolo della tensione circonferenziale agente sulla voluta

	Max _{press} [MPa]	Max _{rendim} [MPa]
Pressione	0,044	0,039
σ_c	0,779	0,685
σ_r	-0,044	-0,039
σ_{eq}	0,823	0,724

Per analizzare la spinta centrifuga del fluido sulle pareti della voluta, è stato necessario ricavare i triangoli di velocità della girante. È stato applicato un metodo geometrico procedendo a ritroso rispetto agli angoli caratteristici della girante. Sono stati differenziati i triangoli tra ingresso e uscita ed in funzione delle diverse velocità di rotazione.

Tabella 6-2 Calcolo dei triangoli di velocità [21]

Ingresso			Uscita		
Velocità	ω [rad/s]	Q [m ³ /s]	Velocità periferica		
2600	272,27	0,00083	u _{2,1}	7,09	
2800	293,22	0,00083	u _{2,2}	7,63	
3200	335,10	0,00083	u _{2,3}	8,72	
3400	356,05	0,00083	u _{2,4}	9,27	
Velocità periferica			Ipotesi conservazione componente meridiana		
u _{1,1}	1,65		C _{m2}	0,55	
u _{1,2}	1,77		Componente tangenziale velocità assoluta		
u _{1,3}	2,03		C _{u2,1}	5,46	
u _{1,4}	2,15		C _{u2,2}	5,07	
Ipotesi assenza pre-distributore C _{u1} =0			C _{u2,3}	4,44	
C _{m1}	0,55		C _{u2,4}	4,18	
Calcolo della velocità relativa			Calcolo della velocità relativa		
w _{1,1}	1,74		w _{2,1}	1,72	
w _{1,2}	1,86		w _{2,2}	2,62	
w _{1,3}	2,10		w _{2,3}	4,32	
w _{1,4}	2,22		w _{2,4}	5,12	
Calcolo angolo β_1			Calcolo angolo β_1		
	[rad]	[°]		[rad]	[°]
$\beta_{1,1}$	0,32	18,53	$\beta_{2,1}$	0,33	18,76
$\beta_{1,2}$	0,30	17,29	$\beta_{2,2}$	0,21	12,17
$\beta_{1,3}$	0,27	15,23	$\beta_{2,3}$	0,13	7,34
$\beta_{1,4}$	0,25	14,37	$\beta_{2,4}$	0,11	6,19

Dai triangoli in uscita utilizzando il valore della componente meridiana di velocità, è stata trovata l'energia cinetica radiale posseduta dal fluido. La massa d'acqua scelta è pari al 70% di quella totale presente nella girante. Il valore finale della forza centrifuga vale: $F_c = 15,1 \text{ N}$ da distribuire sulla circonferenza dove insiste il fluido. I calcoli, mediante analisi numerica, condotti inserendo l'effetto della pressione interna, hanno visto l'aggiunta di questo contributo, suddiviso per l'area d'interesse.

6.2.2.1 Analisi FEM dell'effetto della pressione interna

L'implementazione dell'effetto della pressione interna ha visto la sovrapposizione di componenti di pressione pura, ed effetti cinetici. Il risultato globale di queste forze vale: $0,049 \text{ MPa}$ nel caso di massima pressione agente, e $0,044 \text{ MPa}$ nel caso di esercizio al massimo rendimento. La differenza rispetto alle pressioni generate dal solo effetto di pompaggio sta nei $0,005 \text{ MPa}$ dati dall'effetto cinetico (a posteriori si vede che la forza centrifuga poteva essere trascurata). L'ipotesi di pressione costante interna alla voluta è sostenuta da un'analisi CFD, effettuata da uno studio eterno di progettazione.

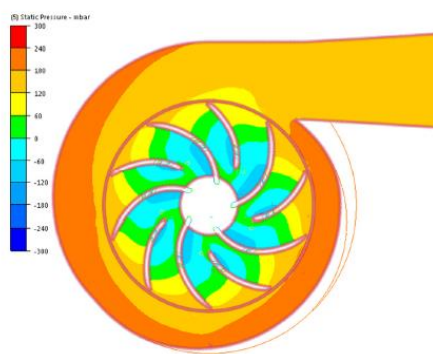


Fig. 6.2-5 Analisi CFD dell'assieme voluta girante

Vista la differenza minima di forze in gioco il calcolo è stato eseguito per l'effetto maggiore, dato dalla pressione massima e la componente centrifuga. Tale sollecitazione avrà luogo sullo sviluppo a spirale della voluta, la sezione di interesse è visibile in Fig. 5.7-1.

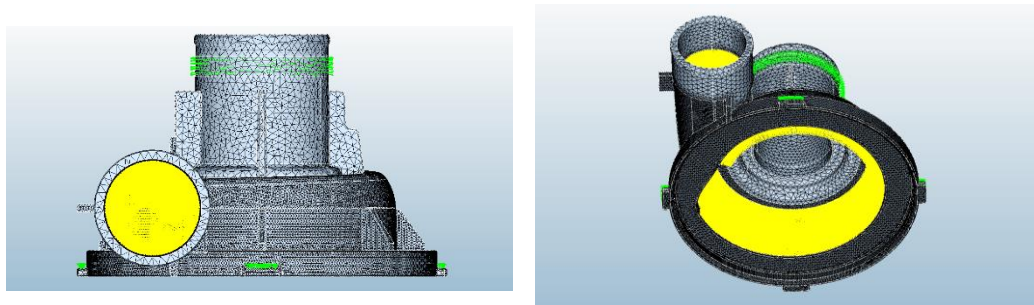


Fig. 6.2-6 Vincoli e carichi per il caso di pressione interna nella voluta

Per quanto riguarda i vincoli scelti si ha: un bloccaggio completo nella sezione del tubo di aspirazione ed un vincolo di traslazione verticale sulle alette. Non è stato scelto il

bloccaggio del tubo di mandata in quanto, sia per questo che per il tubo di aspirazione il bloccaggio è un artificio per ottenere una soluzione dalla simulazione numerica. Entrambe le sezioni, nel caso reale, sarebbero connesse per mezzo di tubi in gomma, sicuramente non rigidi come proposto dai vincoli realizzati. La modellizzazione degli effetti derivanti dal collegamento tramite tubazioni avrebbe complicato lo studio, introducendo non linearità nel calcolo, a causa del comportamento iperelastico²⁹ dell'elastomero. Lasciando libera la mandata si possono valutare gli effetti della tensione sulla sezione terminale della voluta.

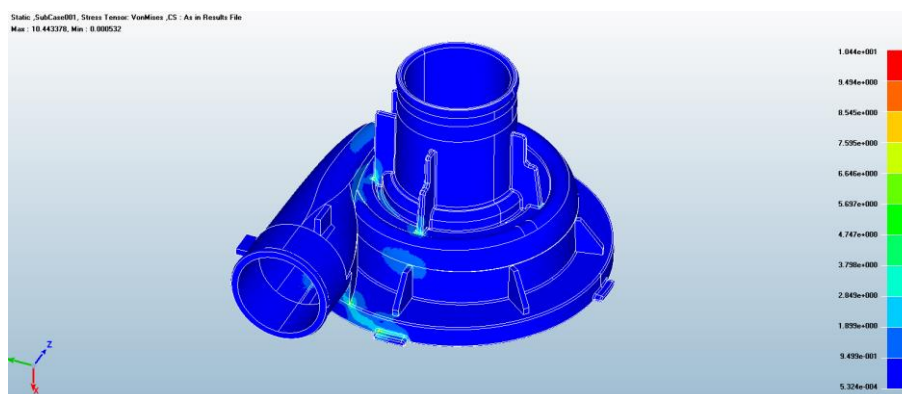


Fig. 6.2-7 Andamento tensionale sulla spirale secondo Von Mises

Proprio nelle zone limitrofe al tubo di mandata si concentrano gli sforzi dati dalla pressione dell'acqua. I valori di picco generati sono pari a **10 MPa**, ma si originano in punti singolari del sistema, come la base delle nervature del condotto di aspirazione. Dati più uniformi si vedono nelle parti contraddistinte dalle aree azzurre/verde chiaro nelle quali insiste una tensione dell'ordine dei **3 ÷ 4 MPa**. Anche alla temperatura di **70°C**, sollecitazioni di questa entità non compromettono la resistenza della voluta, essendo inferiori ad **1/4** del carico di snervamento a T_{max} .

6.2.3 Analisi della pressione generata dall'o-ring

Lo scopo della tenuta nella motopompa è quello di prevenire il trafilamento d'acqua, nella sezione di accoppiamento tra voluta e corpo pompa. Il materiale di cui è composto l'o-ring è la gomma EPDM, introdotta nei capitoli precedenti. Lo studio del comportamento di questo oggetto è particolarmente complesso, viste le caratteristiche non lineari del materiale e la variazione della compressione della tenuta in funzione della deformazione dei componenti. Il risultato è una continua evoluzione dello stato deformativo e tensionale nella sezione in analisi.

Lo studio della forza derivante dalla compressione della tenuta nasce dalla necessità di interpretare, e prevenire, il fenomeno della perdita di fluido, tra voluta e corpo pompa, con l'ambizione massima di riuscire a prevedere il comportamento dell'accoppiamento nel tempo. Quest'ultima richiesta non ha potuto essere esaudita, a causa delle

²⁹ Un materiale è detto iperelastico se esiste una funzione di densità di deformazione che è una funzione scalare del tensore delle deformazioni, derivato in rispetto alla relazione esistente tra sforzo e deformazione [23]

informazioni insufficienti sulla mescola elastomerica, in relazione al suo invecchiamento (prodotto dalla temperatura) ed al rilassamento delle tensioni. Per prima cosa sono state valutate le caratteristiche geometriche delle sezioni in accoppiamento.

	[mm]
D _{corpo pompa}	82,7
D _{voluta}	88,68
D _{sez}	3,54

È stato subito possibile calcolare il valore iniziale di compressione dell'o-ring, facendo la differenza tra i diametri di corpo pompa e voluta. Il dato di deformazione è pari a **0,55 mm**, questo valore rappresenta il parametro da cui è iniziato lo studio.

6.2.3.1 Studio del tipo di sollecitazione

Nota la deformazione radiale della tenuta sorge spontaneo chiedersi, quanto valga la deformazione assiale della stessa. La domanda nasce dal desiderio di comprendere se nelle parti accoppiate si instauri solo uno sforzo circonferenziale, o anche una sollecitazione assiale, che andrebbe ad interessare le alette di accoppiamento. Per rispondere al quesito si indaga sulla dimensione della sede della tenuta (Fig. 6.2-8).

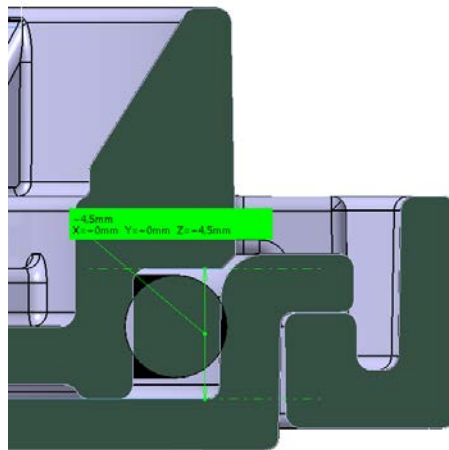
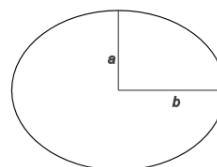


Fig. 6.2-8 Vista in sezione della sede o-ring

Per verificare il tipo di sollecitazione si decide di procedere andando a calcolare la sezione trasversale dell'o-ring non deformato, tale valore dell'area è pari a $A_{o-ring, indef.} = 9,84 \text{ mm}^2$. Per conservazione della massa si attribuisce la stessa superficie ad una sezione ellittica, e andando a calcolare il semiasse maggiore si riesce a stimare il valore cercato in modo da confrontarlo con lo spazio presente nella sede.

A _{indef}	9,84	[mm ²]
A _{deform}	9,84	[mm ²]
a	1,50	[mm]
b	2,10	[mm]

$$A = \pi ab$$



Ne deriva che, moltiplicando per due il valore del semiasse maggiore, si ottiene la dimensione dell'o-ring deformato, pari a **4,20 mm**. Il modello deformato proposto è il limite massimo raggiungibile dalla tenuta, infatti, questa schematizzazione attribuisce al semiasse minore la dimensione radiale della sede, e vede un unico punto di contatto con le superfici laterali. In una situazione reale si vedrebbe, piuttosto che un punto di contatto, un'area che diminuirebbe la quota di deformazione assiale. Non soddisfatti dell'approssimazione fatta, si è deciso di modellizzare il problema con un'analisi FEM.

6.2.3.1.1 Analisi di deformazione dell'o-ring

Lo studio effettuato per mezzo della simulazione numerica è di tipo non lineare, a causa delle proprietà dell'EPDM. Per questa analisi si è fatto uso del software Ansys, capace di gestire la complessità del calcolo. I dati riguardanti le proprietà del materiale sono stati raccolti dalla letteratura, facendo riferimento ad uno studio simile [22]. Non essendo lo stesso materiale, ma semplicemente una miscela simile, i dati ottenuti non hanno consentito di validare anche la pressione di contatto tra le parti, ma solamente la geometria del corpo deformato. In Tabella 6-3 sono riportati i valori della curva sforzo deformazione monoassiale usata.

Tabella 6-3 Valori della curva sforzo deformazione per l'elastomero

Strain [/]	Stress [MPa]	Strain [/]	Stress [MPa]
0	0	0,1668	2,317
0,002582	0,03927	0,1797	2,465
0,007836	0,1218	0,1931	2,602
0,015	0,1648	0,2215	2,835
0,0186	0,2995	0,2394	2,9775
0,02687	0,4398	0,2668	3,195
0,03515	0,5818	0,2962	3,4167
0,04344	0,721	0,3276	3,658
0,054	0,9366	0,3611	3,8968
0,0644	1,056	0,4035	4,1526
0,0747	1,2057	0,4595	4,546
0,0823	1,312	0,4886	4,711
0,0922	1,4496	0,5303	5,0025
0,1021	1,585	0,5766	5,379
0,1219	1,838	0,6107	5,6865
0,1394	2,0328	0,6363	5,9129
0,1518	2,1554	0,6579	6,082

In Fig. 6.2-9 è rappresentata la curva *stress-strain* con interpolazione mediante il polinomio di Mooney-Rivlin a 5 parametri. La modellizzazione di Mooney-Rivlin serve ad approssimare i punti sperimentali di materiali come le gomme, che presentano un modulo elastico relativamente basso ed alta comprimibilità. Secondo questo modello per una data deformazione, lo stato tensionale è determinato tramite la derivata della densità di energia di deformazione, in rispetto delle componenti deformative. La funzione di densità di deformazione è data dalla relazione (Eq. 26):

$$W = W(\bar{I}_1, I_2, J) = W(\bar{I}_1, \bar{I}_2) + U(J) \quad \text{Eq. 26}$$

Per descrivere il comportamento dei materiali il modello di Mooney-Rivlin ha una funzione di invarianti di deformazione³⁰ che possono essere a: due, tre, cinque e nove parametri.

$$W = C_{10}(\bar{I}_1 - 1) + C_{01}(\bar{I}_2 - 1) + C_{20}(\bar{I}_1 - 1)^2 + C_{02}(\bar{I}_2 - 1)^2 + C_{11}(\bar{I}_1 - 1)(\bar{I}_2 - 1) + \frac{1}{d}(J - 1)^2 \quad \text{Eq. 27}$$

Per schematizzare una curva come quella visibile in Fig. 6.2-9, che presenta un flesso in mezzzeria è necessaria una curva a tre o cinque parametri come quella dell'Eq. 28, si è scelta la curva a 5 parametri implementata in Ansys. Il solutore ha fornito i parametri caratteristici della curva.

$$\begin{aligned} \bar{S}_{5p} = & 2C_{10} \left(\lambda - \frac{1}{\lambda} \right) + 2C_{01} \left(1 - \frac{1}{\lambda^3} \right) \\ & + 6C_{11} \left(\lambda^2 - \lambda - 1 + \frac{1}{\lambda^2} + \frac{1}{\lambda^3} + \frac{1}{\lambda^4} \right) \\ & + 4C_{20} \lambda \left(1 - \frac{1}{\lambda^3} \right) \left(\lambda^2 - \frac{2}{\lambda} - 3 \right) \\ & + 4C_{02} \left(2\lambda + \frac{1}{\lambda^2} - 3 \right) \left(1 - \frac{1}{\lambda^3} \right) \end{aligned} \quad \text{Eq. 28 [23]}$$

I differenti parametri sono identificabili sperimentalmente mediante prove di trazione/compressione mono assiale e biassiale (prova biassiale classica: tensionamento di una membrana) [24].

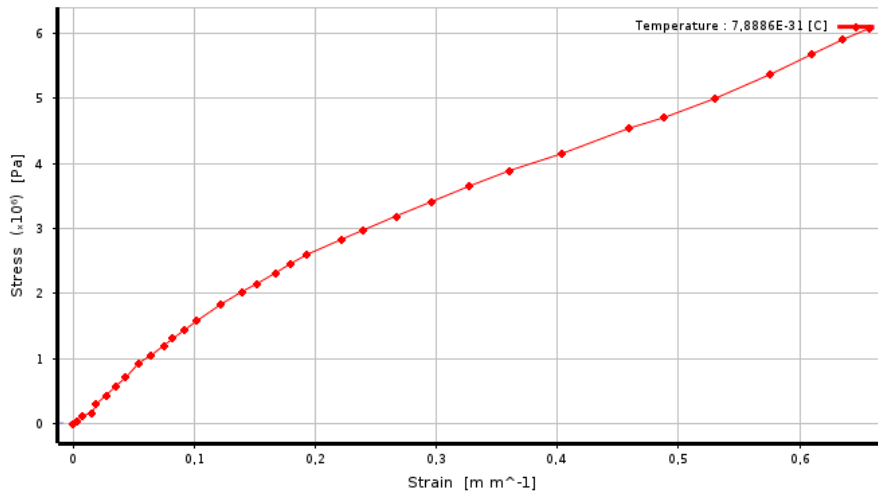


Fig. 6.2-9 Curva sforzo deformazione approssimata mediante polinomio di Mooney-Rivlin a 3 parametri

Successivamente è stato inserito il modello geometrico bidimensionale, si è scelto di effettuare una simulazione di questo tipo in modo da evitare tempi di calcolo molto lunghi. Il modello è visibile in Fig. 6.2-10, si può notare la suddivisione dell'o-ring, al fine di ottimizzare il comportamento del modello. Vista l'instabilità dell'analisi si è deciso di creare delle suddivisioni della tenuta, e delle due pareti, a settori circolari. Lo

³⁰ $I_1, I_2, I_3 = J^2$

step tra i settori è uguale alla quantità di cui si compenetrano le geometrie. Vista la semplicità della geometria è stato possibile creare una mesh di tipo *hexa*, utilizzare elementi più stabili a quattro lati ha sicuramente aiutato a raggiungere la convergenza.

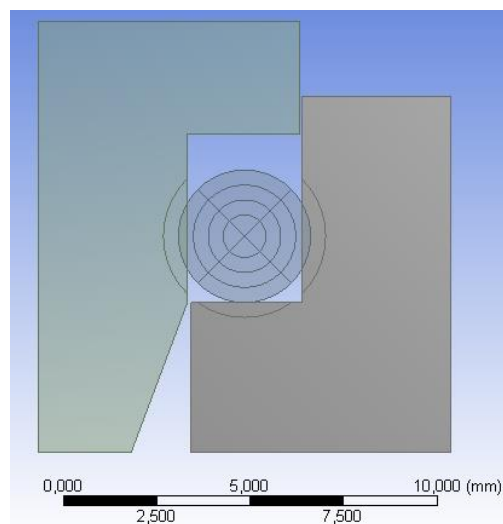


Fig. 6.2-10 Suddivisione degli elementi per la gestione delle deformazioni

Da Fig. 6.2-10 si può vedere i modelli, inizialmente, compenetrati. In grigio è schematizzato il corpo pompa, mentre in verde è stata rappresentata la voluta. È importante dare possibilità al lettore di prendere visione dei valori utilizzati per il raggiungimento della stabilità nel calcolo. A questo scopo, in Fig. 6.2-12, sono riportati i parametri ed i tipi di vincolo scelti (Fig. 6.2-11).

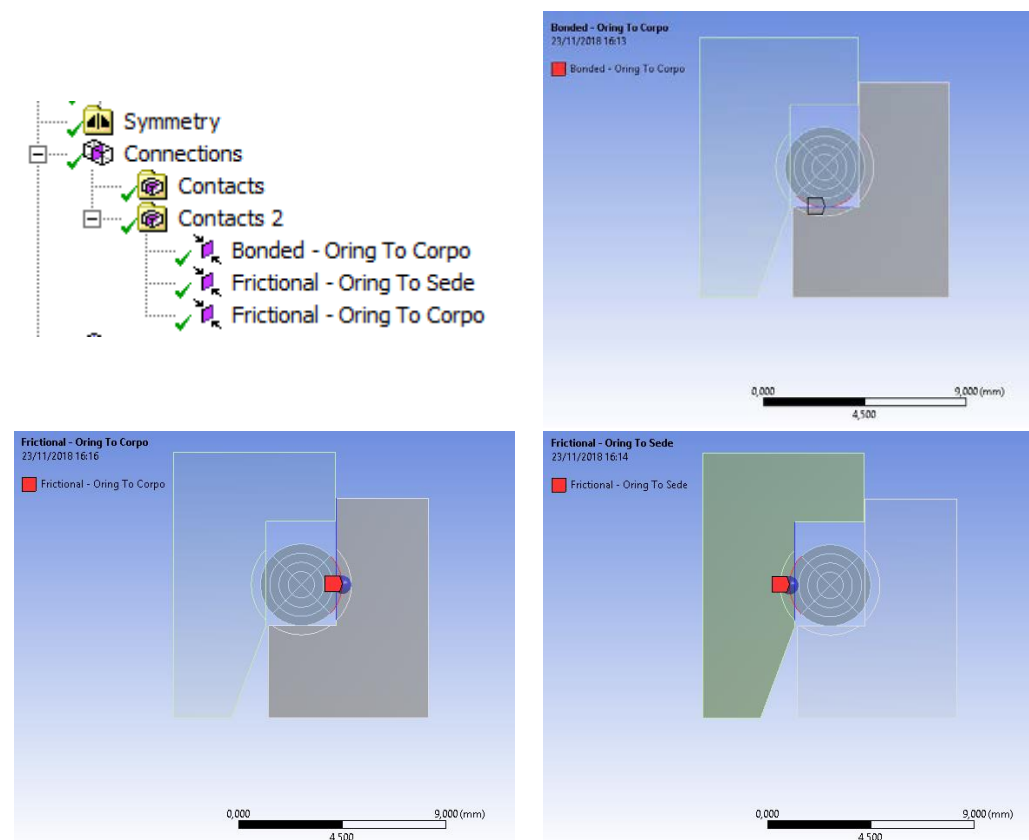


Fig. 6.2-11 Tipi di vincolo utilizzati

Details of "Frictional - Oring To Corpo"	
Definition	
Type	Frictional
Friction Coefficient	0,2
Scope Mode	Manual
Behavior	Asymmetric
Trim Contact	On
Trim Tolerance	0,2 mm
Suppressed	No
Advanced	
Formulation	Program Controlled
Small Sliding	Off
Detection Method	Program Controlled
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Program Controlled
Update Stiffness	Each Iteration
Stabilization Damping Factor	0,
Pinball Region	Radius
Pinball Radius	0,4 mm
Time Step Controls	None
Geometric Modification	
Interface Treatment	Add Offset, No Ramping
Offset	0, mm
Contact Geometry Correction	None
Target Geometry Correction	None

Fig. 6.2-12 Parametri scelti per i vincoli frictional

Si mostrano, infine, i parametri utilizzati per i *substeps* dell'analisi.

Details of "Analysis Settings"	
[-] Step Controls	
Number Of Steps	2,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Substeps
Initial Substeps	5,
Minimum Substeps	3,
Maximum Substeps	10,
[-] Solver Controls	
Solver Type	Direct
Weak Springs	Off
Solver Pivot Checking	Program Controlled
Large Deflection	On
Inertia Relief	Off

Fig. 6.2-13 Dati del risolutore

Il risultato finale di questo studio è stato quello di ottenere una rappresentazione agli elementi finiti della deformazione della tenuta, tale da validare l'ipotesi di assenza di contatto con la parete superiore della voluta; come studiato mediante la sezione dell'ellisse. Vista l'impossibilità di caratterizzare la miscela in uso, e di conseguenza validare il modello per le pressioni, lo spessore di corpo pompa e voluta, visibili in Fig. 6.2-10, sono fittizi. Osservando Fig. 6.2-14 si può concludere che: la deformazione radiale dell'o-ring non va a generare una componente di sforzo assiale, in quanto, la sede tra *pump body* e voluta ha dimensione superiore rispetto all'o-ring deformato. È stato possibile capire quale fosse l'area di contatto rispetto alla voluta, dato fondamentale per ricavare lo sforzo indotto dalla tenuta. La lunghezza di contatto assiale è pari a **1,1 mm**.

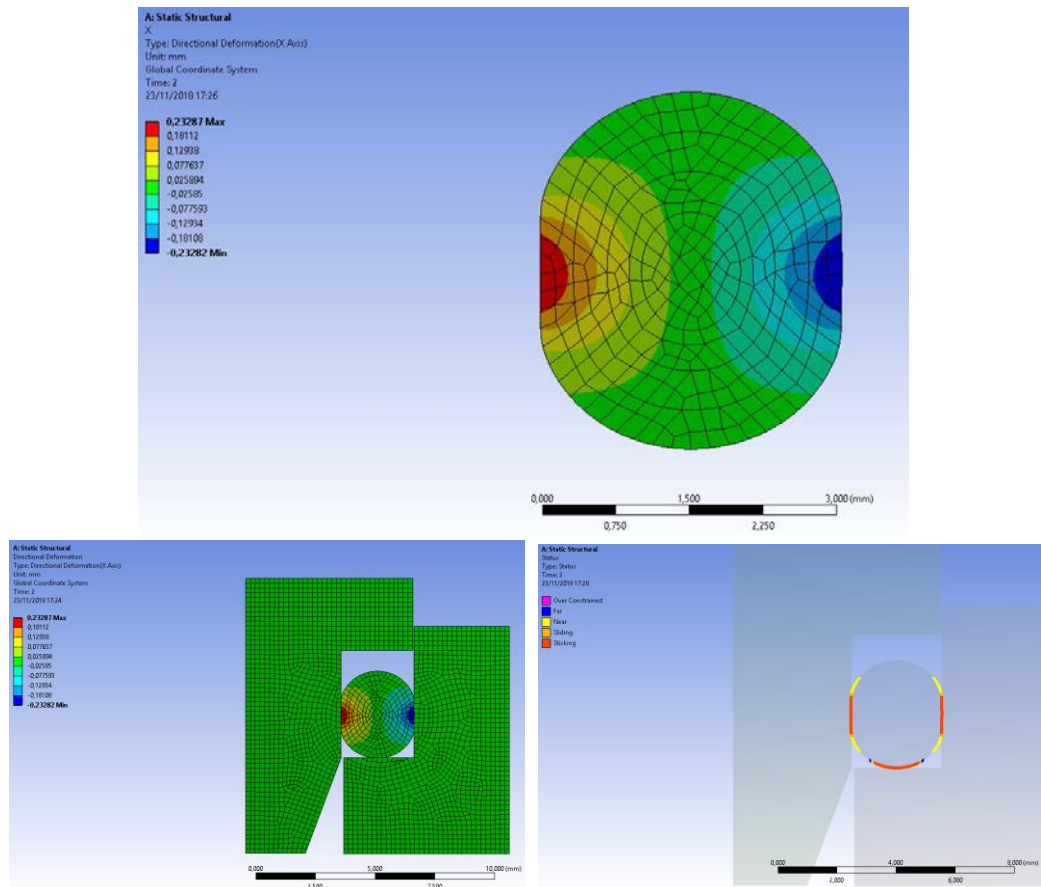


Fig. 6.2-14 Deformazione dell'o-ring rispetto alla propria sede

6.2.3.2 Calcolo della pressione circonferenziale

La pressione circonferenziale indotta dalla tenuta è stata calcolata in due modi: uno con riferimento alla legge di Hooke e l'altro sulla base della procedura proposta da manuale Parker. Per il primo calcolo è stato preso il valore del modulo elastico per l'EPDM in letteratura, questo vale 16 MPa [8]. Essendo nota la deformazione della tenuta a $t = 0$ (quando non ci sono effetti di rilassamento), tramite la legge di Hooke si può determinare la pressione prodotta.

$$\sigma_{circonf. (t=0)} = E_{o-ring} \cdot \varepsilon = 2,49 \text{ MPa} \quad \text{Eq. 29}$$

Il calcolo sarebbe da ripetere ad un tempo $t \neq 0$ per via del rilassamento delle tensioni, si torna però al discorso legato alla carenza di informazioni sulla mescola. Si pensi che $\sigma_{circonf. (t=0)}$ sarà la massima tensione raggiungibile secondo il modello hookeano.

Il secondo modello di calcolo si basa su quello che viene riportato dai manuali Parker. Secondo questa guida, la forza necessaria a deformare, di una certa quantità, la sezione trasversale di un o-ring è data dal modulo elastico del *compound*. Tipicamente sono note, solamente, le dimensioni e la durezza del materiale, il diagramma rappresentato in Fig. 6.2-15 mostra la relazione esistente tra le quantità citate. Le informazioni presenti valgono per tutti i tipi di elastomeri, in quanto la forza di deformazione è data dalla classe di durezza [16].

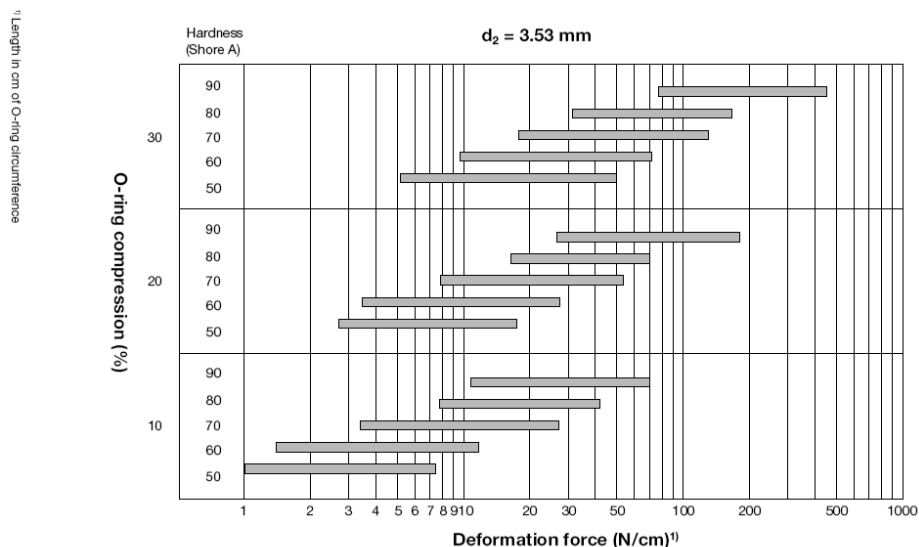


Fig. 6.2-15 Tabella della forza di compressione in relazione alla durezza

Grazie al test eseguito sulla durezza del materiale, si può affermare che il valore di riferimento per entrare in tabella è quello di **70 Shore °A**, a prescindere dalla temperatura di esercizio durante il ciclo di lavaggio. Si ottiene una banda di valori per la forza in esame. I dati con cui entrare in tabella valgono:

Materiale	EPDM	[/]
Shore A	70	[Shore °A]
Deformazione %	15,54	[%]
Lunghezza circonferenziale	25,81	[cm]

In Fig. 6.2-15 non è presente il dato al **15,5%** di deformazione, è necessario eseguire un'interpolazione lineare tra i valori al **10%** ed al **20%**. L'interpolazione è sbilanciata dando un peso maggiore al valore di deformazione pari al **20%**.

Deformazione [%]	Intervallo	Forza distribuita [N/cm]	Forza concentrata [N]	σ_{circonf} [MPa]
10	min	3,5	90,3	0,32
10	max	28	722,5	2,55
20	min	8	206,4	0,73
20	max	51	1316,1	4,64

I risultati al **15,5%** sono elencati in tabella, la superficie di contatto sulla quale agisce il carico è pari alla sezione di contatto dell'o-ring (**1,1 mm**) per la circonferenza della voluta sulla quale esso insiste (**258,1 mm**).

Deformazione [%]	Intervallo	Forza distribuita [N/cm]	Forza concentrata [N]	σ_{circonf} [MPa]
15,5	min	5,98	154,2	0,54
15,5	max	40,65	1049,0	3,70

Si può notare che: il valore trovato dal modello basato sulla legge di Hooke, ricade nell'intervallo ottenuto tramite interpolazione, ed è circa pari alla media tra il valore massimo e minimo. Durante l'analisi strutturale verranno studiati i casi di pressione:

massima, minima e intermedia, ragionando di volta in volta sugli effetti di deformazione che provocano tali pressioni.

A conclusione del paragrafo si inserisce il calcolo di tensione massima, considerando la sede o-ring come un recipiente in pressione soggetto ad un carico interno. Nella simulazione i valori locali di tensione saranno inferiori grazie alla complessità della struttura ed alla presenza di nervature. Il calcolo effettuato mostra quello che sarebbe lo stato tensionale di un cilindro avente $d_i = 88,7 \text{ mm}$ e $d_e = 93,0 \text{ mm}$, si è fatto uso delle relazioni già citate in 6.2.2.

	σ_{massima} [MPa]	$\sigma_{\text{calcolata}}$ [MPa]	σ_{media} [MPa]	σ_{minima} [MPa]
Pressione	3,70	2,49	2,12	0,54
σ_c	78,22	52,64	44,82	11,42
σ_r	-3,70	-2,49	-2,12	-0,54
σ_{eq}	81,92	55,13	46,94	11,96

Nel calcolo è stata aggiunta la pressione trovata per mezzo della legge di Hooke con la dicitura $\sigma_{\text{calcolata}}$. Si lascia il commento dei valori ai paragrafi successivi.

6.2.3.3 Simulazione FEM dell'effetto dell'o-ring

L'analisi delle sollecitazioni generate dall'o-ring è la parte più importante del capitolo. Il contatto tra le parti dà luogo alle massime sollecitazioni sulla motopompa. Come introdotto il problema ha complessità elevata, e verrà studiato a due differenti temperature, e per tre pressioni. Si studierà il punto di *cross over* tra sollecitazione e deformazione, così da avvicinarsi il più possibile al caso reale. Il modello studiato vede: un vincolo di bloccaggio completo in corrispondenza dell'aspirazione ed un vincolo di traslazione verticale in corrispondenza delle alette; in giallo si può vedere l'area sulla quale agisce la pressione prodotta dalla tenuta (Fig. 6.2-16).

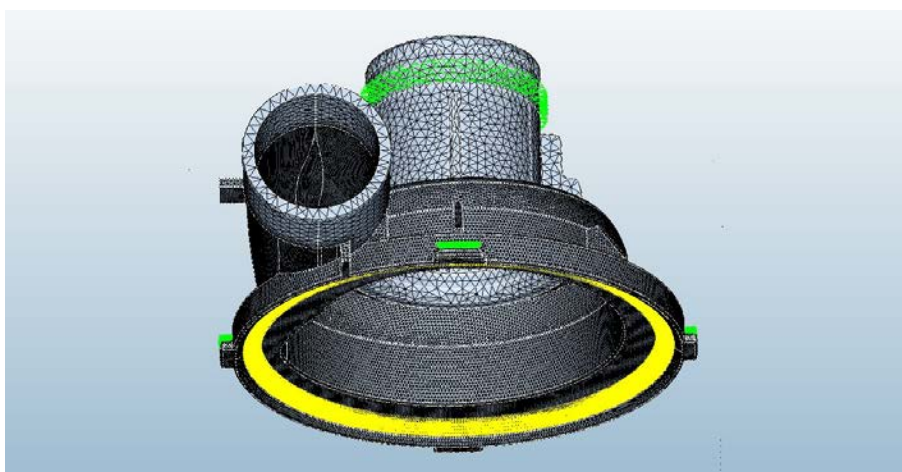


Fig. 6.2-16 Carichi e vincoli utilizzati per lo studio della sede o-ring

Studiare le tre diverse pressioni, prescindendo dal possibile rilassamento dell'elastomero (effetto noto come *compression set* per gli o-ring), è la soluzione più semplice per poter individuare il punto di lavoro del sistema. Il *compression set* degli elastomeri può essere considerato per avere un'idea del rilassamento del materiale.

Questo fenomeno si presenta al passare del tempo, mostrando l'incapacità del materiale di recuperare la deformazione, a causa del prolungato mantenimento sotto un certo carico ad una data temperatura. Lo zero per cento indica l'assenza di rilassamento il 100% indica un rilassamento totale; quindi, al crescere della percentuale di *compression set* diminuisce la forza prodotta dalla tenuta sulle superfici di contatto. In Fig. 6.2-17 è visibile un grafico che rappresenta l'andamento del rilassamento dopo: 70 h di esercizio ed al 25% di precompressione, a differenti temperature.

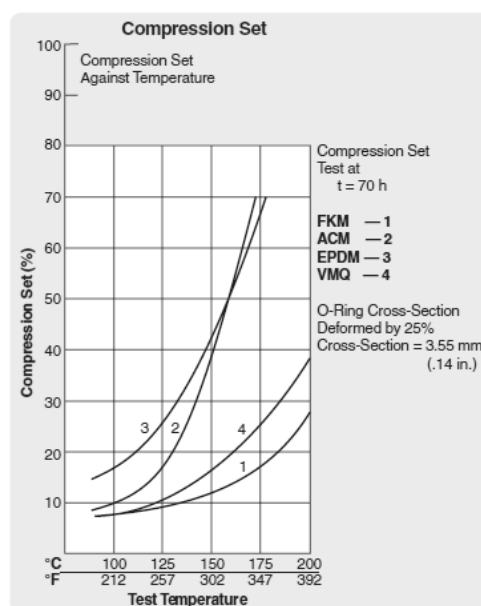


Fig. 6.2-17 Grafico dell'andamento del compression set

La curva relativa all'elastomero in esame è la 3, e mostra un valore del parametro in esame inferiore al 15% per una temperatura che si aggira sugli 80°C. Le informazioni descritte mostrano una condotta a lungo termine, che permetterebbe di individuare l'evoluzione della capacità di tenuta dell'o-ring. Concentrandosi invece, sulle capacità di resistenza dei vari componenti nel breve periodo, si tornano a trattare le sollecitazioni come introdotto nel 6.2.3.2. Vengono allora introdotti i valori di sollecitazione ottenuti dalla simulazione numerica per le tre pressioni di esercizio: 0,54 MPa, 2,12 MPa e 3,7 MPa.

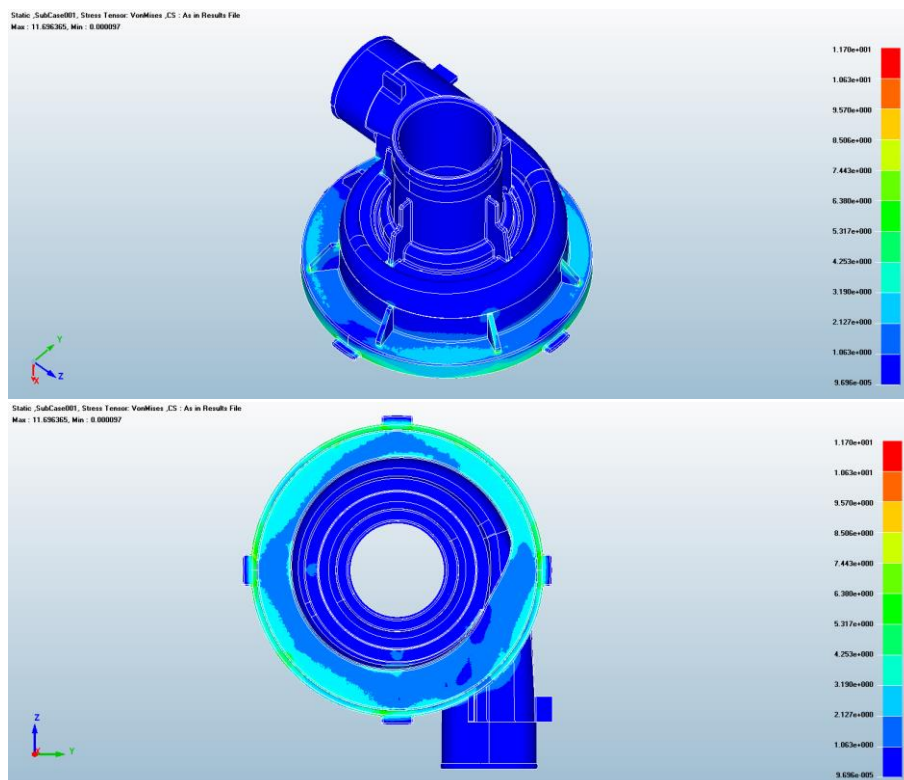


Fig. 6.2-18 Viste isometrica e dal basso della tensione secondo Von Mises alla pressione minima

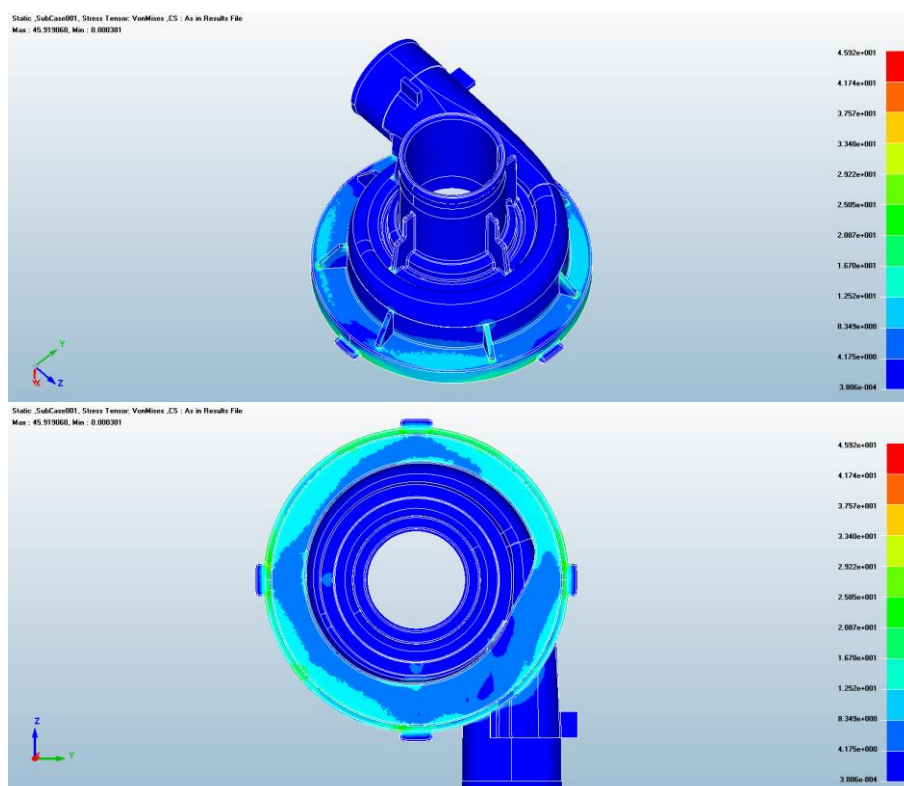


Fig. 6.2-19 Viste isometrica e dal basso della tensione secondo Von Mises alla pressione media

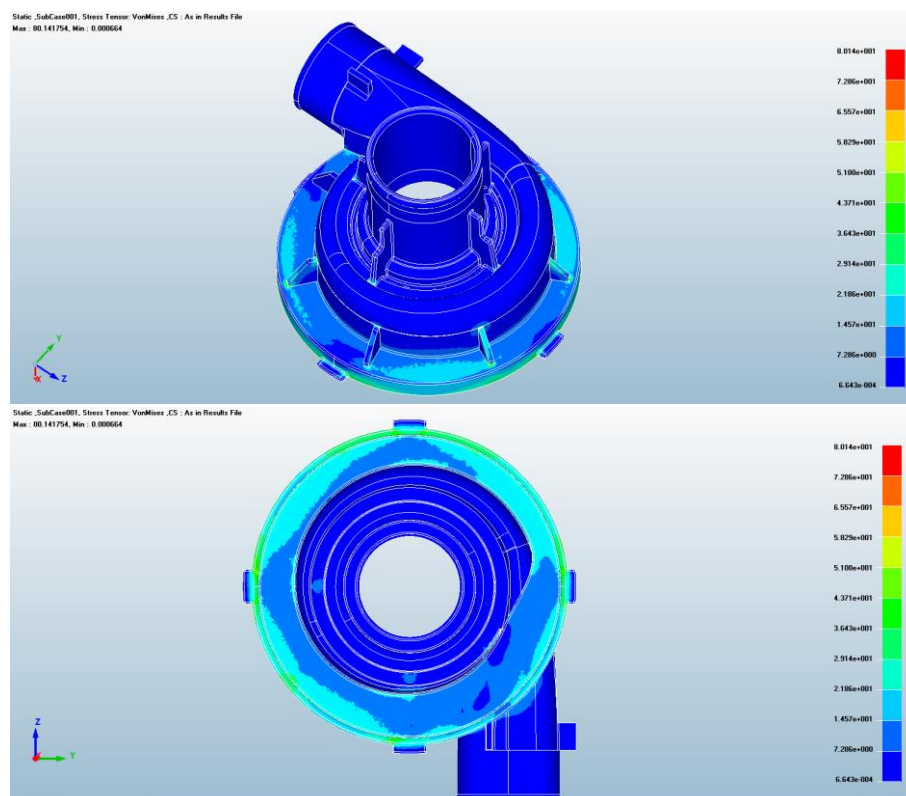


Fig. 6.2-20 Viste isometrica e dal basso della tensione secondo Von Mises alla pressione massima

I valori di picco trovati nelle diverse analisi corrispondono, con errore minimo, a quelli ottenuti con il calcolo “carta e penna” proposto nel paragrafo 6.2.3.2. Come anticipato non sarebbe stato pensabile, vista la rigidezza della struttura globale e la presenza delle nervature, avere delle tensioni distribuite pari a quelle di picco, dovute a punti singolari. Le tensioni massime, ottenute per i tre casi valgono: **11,7 MPa**, **45,9 MPa** e **80,1 MPa**, queste sono presenti in punti singolari come la base delle nervature dove convergono tre superfici. A tal proposito, nelle figure di seguito, sono mostrate le aree in cui la pressione è superiore ad un valore ritenuto d’interesse.

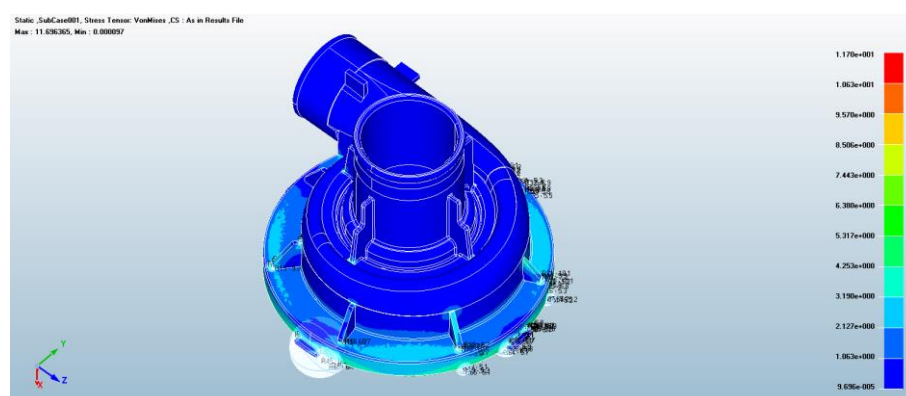


Fig. 6.2-21 Evidenza delle zone con $P > 5 \text{ MPa}$ nella configurazione a P_{min}



Fig. 6.2-22 Evidenza delle zone con $P > 20 \text{ MPa}$ nella configurazione a P_{med}

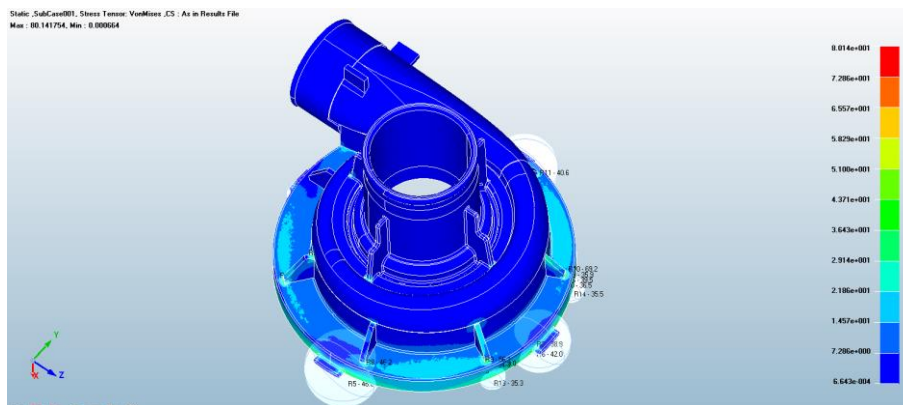


Fig. 6.2-23 Evidenza delle zone con $P > 33 \text{ MPa}$ nella configurazione a P_{max}

Si può vedere che in Fig. 6.2-23, riguardante il caso a massima pressione in condizioni assemblaggio, si eccede per 2 MPa il carico necessario a portare il materiale a snervamento a 23°C . Risulta importante andare a vedere quale sia la deformazione corrispondente a questo tipo di sollecitazione (Fig. 6.2-24).

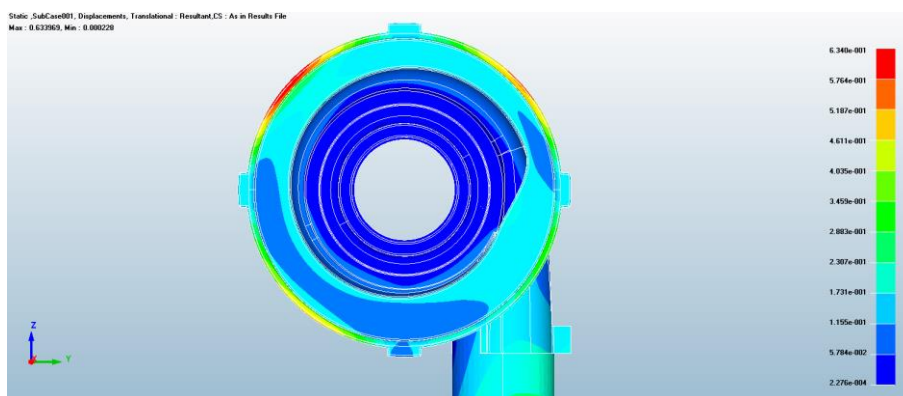


Fig. 6.2-24 Deformazione della voluta nella configurazione a P_{max}

Nei punti dove la tensione eccede il limite di snervamento, la voluta mostra una deformazione compresa tra i $0,15 \text{ mm}$ e $0,6 \text{ mm}$. Tornando allora alla Fig. 6.2-15 si può vedere che: passando da una compressione della tenuta del 15% ad un valore del 11% (valore valutato imponendo uno schiacciamento di $0,4 \text{ mm}$ all'o-ring), il carico

massimo scende a circa **2,55 MPa**, questo comporta una tensione inferiore sulle zone critiche. Si passa ad uno sforzo di **20 MPa**, nuovamente entro i limiti del carico di snervamento. Se si effettua un calcolo del coefficiente di sicurezza si ottiene:

$$\nu = \frac{\sigma_{y,23}}{\sigma_{reale}} = \frac{31,01}{20} = 1,55$$

Le altre pressioni generano, invece, una deformazione a **23°C** pari a: **0,33 mm** per la pressione media e **0,09 mm** per la pressione minima. Si riesce a dedurre che, una volta assemblata³¹, la pompa avrà uno stato tensionale dato dall'o-ring compreso tra la pressione minima e quella calcolata mediante il metodo hookeano. La fase di assemblaggio risulta essere critica, anche a causa della presenza di una linea di giunzione a ridosso della sezione in analisi. Si vedranno nel capitolo relativo al processo di stampaggio: la collocazione ed i problemi derivanti dalla presenza di questi difetti. Le *weld lines*, a livello meccanico, producono una diminuzione della resistenza locale del componente, arrivando anche a valori di resistenza intorno al **25%** rispetto alle proprietà originali. Riguardo a quanto detto in articoli di ricerca [25], è possibile affermare che: il valore di resistenza del tipo di giunzione considerata sia pari a circa il **75%** della resistenza originale. Potendo assemblare fisicamente i componenti, non si sono notate deformazioni permanenti della voluta e nemmeno alcun genere di rottura. Si passa ora allo studio in temperatura della zona di contatto tra voluta e tenuta. La procedura e l'entità dei carichi per il calcolo sono i medesimi rispetto al caso a **23°C**, non cambiando la durezza dell'o-ring non cambia la forza esercitata dallo stesso sulle pareti della sede (come si vede in Fig. 6.2-15). Cambiano, invece, le proprietà del materiale che diminuisce: la sua rigidità ed il suo carico di rottura. Si vuole vedere la deformazione della voluta, per poter valutare il livello tensionale presente in esercizio. Visto il tipo di analisi prodotta³², a parità di sezione e di carico applicato, il materiale presenterà le stesse sollecitazioni, si comporterà in maniera differente a livello di deformazione. La forza generata dall'o-ring si è visto essere funzione della propria precompressione, va da sé che un minore modulo elastico PP 40%T porti a deformazioni superiori e sforzi minori. Bisogna verificare in questo frangente, non tanto la resistenza della voluta (che grazie all'aumento di temperatura ha un allungamento a rottura maggiore e pari al **4,82%**), quanto capacità di tenuta dell'anello elastomerico. Sono riportate di seguito le immagini relative alla deformazione a **70°C**.

³¹ Durante l'assemblaggio si hanno le massime tensioni che, in base a quanto studiato, non dovrebbero superare i **3,7 MPa**

³² Analisi lineare elastica

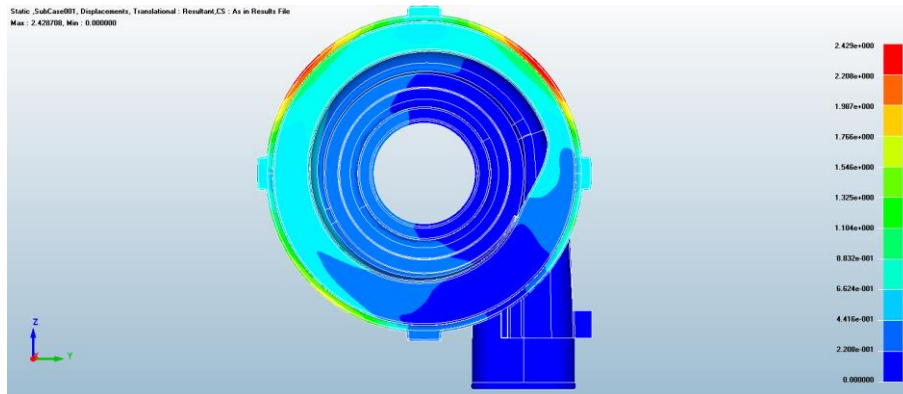


Fig. 6.2-25 Deformazione della voluta nella configurazione a P_{max} e $70^{\circ}C$

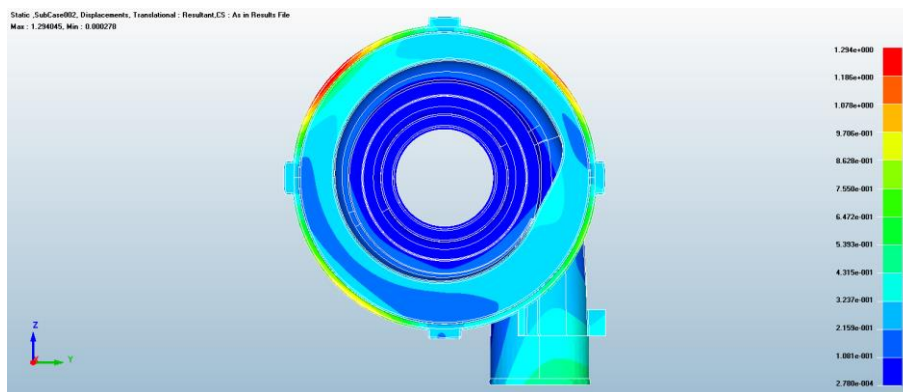


Fig. 6.2-26 Deformazione della voluta nella configurazione a P_{med} e $70^{\circ}C$

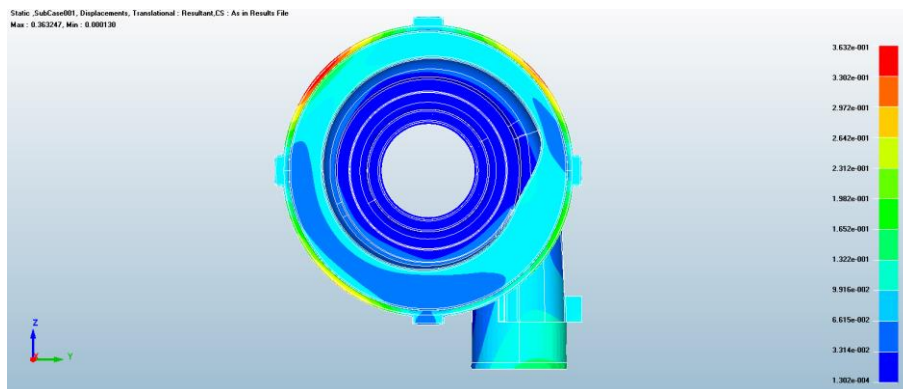


Fig. 6.2-27 Deformazione della voluta nella configurazione a P_{min} e $70^{\circ}C$

Si vede da Fig. 6.2-26 che quello che a $23^{\circ}C$ era “il primo valore utile” affinché l’effetto di deformazione/carico della tenuta si stabilizzasse, a $70^{\circ}C$ genera una deformazione media sul raggio dell’ordine dei sei decimi di millimetro. Per come è progettato il corpo della pompa, la massima deformazione ammessa per la voluta è pari a $0,3\text{ mm}$, oltre questa quota la superficie della voluta va in contatto con il *pump body* che tende a bloccare la deformazione. La geometria delle parti descritte è visibile nella sezione di Fig. 6.2-8. A $70^{\circ}C$ si conclude che il valore medio della pressione esercitata dall’o-ring sia compreso tra $0,54\text{ MPa}$ e $0,32\text{ MPa}$, il secondo valore è pari al limite minimo di pressione fornita da una precompressione della tenuta del 10%. Considerando il dato

di pressione interno alla pompa ($0,038 \text{ MPa}$ a regime), si può concludere che anche a 70°C non ci sia perdita d'acqua nella zona di accoppiamento tra corpo pompa e voluta. Vedremo nei capitoli seguenti che la perdita può derivare, piuttosto, dalla non planarità del pump body, dovuta a difetti derivanti dal processo di stampaggio a iniezione. Sarebbe interessante poter studiare approfonditamente il comportamento, nel tempo, dell'accoppiamento. Lo studio è particolarmente complesso visti i materiali in gioco e alla modifica delle proprietà a causa dell'invecchiamento.

6.3 Corpo pompa

L'ultimo elemento del quale è stata fatta l'analisi strutturale è il *pump body*, realizzato in polipropilene con rinforzo in fibra di vetro al 30%. La particolarità di questo materiale è l'anisotropia derivante dal processo di stampaggio, ed è il motivo per il quale è stato studiato il processo produttivo. La funzione richiesta al corpo pompa è quella di: alloggiare il rotore ed i cuscinetti radenti, dare una base strutturale solida alla motopompa e creare la seconda parte della sede per l'o-ring. La necessità di soddisfare le più severe condizioni strutturali richieste al sistema ha fatto propendere per il materiale rinforzato tramite fibre di vetro. Nel paragrafo saranno studiati gli effetti generati dalla pressione interna e dalla forza di compressione dell'o-ring.

6.3.1 Analisi FEM dell'effetto della pressione interna

È inutile riportare i calcoli relativi all'identificazione degli sforzi derivanti dalla pressione del fluido, in quanto sarebbe una ripetizione della sezione 6.2.2. Sulla base superiore del corpo pompa, dove insiste la pressione dell'acqua, viene a mancare l'effetto centrifugo dato dalla velocità c_{m2} . In Fig. 6.3-1 si mostrano, come di consueto, i vincoli ed i carichi implementati nel modello numerico.

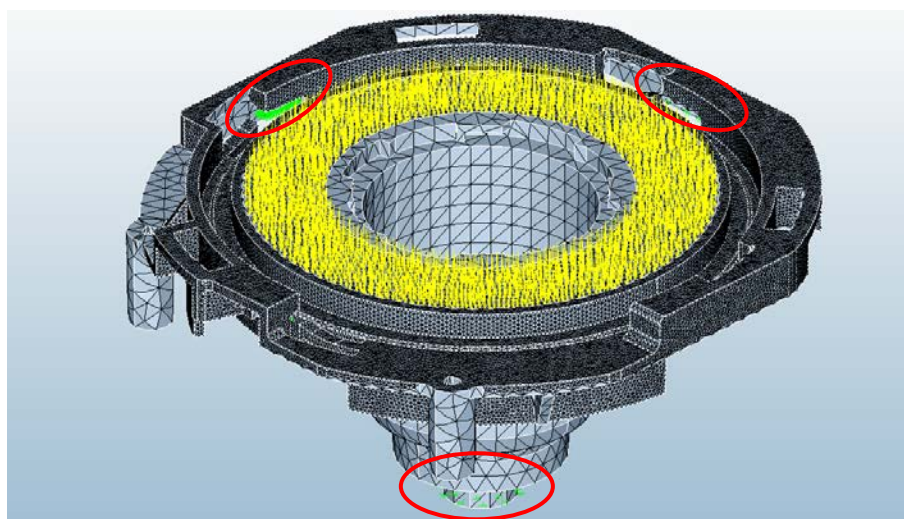


Fig. 6.3-1 Carichi e vincoli utilizzati per lo studio della pressione del fluido sul corpo pompa

La pressione generata dal fluido sul corpo pompa è rappresentata in giallo ed è pari a $0,044 \text{ MPa}$. I vincoli, presenti nelle due zone cerchiare sono: un bloccaggio completo

nella sezione in basso dove viene collegato il *bracket* posteriore, e un vincolo alla traslazione verticale sui quattro punti dove insistono le alette della voluta. Il dato che ci si aspetta dalla simulazione è una validazione della geometria attuale, vista la modesta pressione in gioco. In riferimento alla disposizione delle fibre si può dire che queste sono disposte preferenzialmente in direzione radiale nella sezione considerata (dalle analisi Moldflow si vede un orientamento medio delle fibre pari al 73%), le fibre lavoreranno principalmente a flessione, piuttosto che nella configurazione preferibile a trazione. Il risultato della simulazione è visibile in Fig. 6.3-2, dove sono rappresentate le tensioni secondo Von Mises.

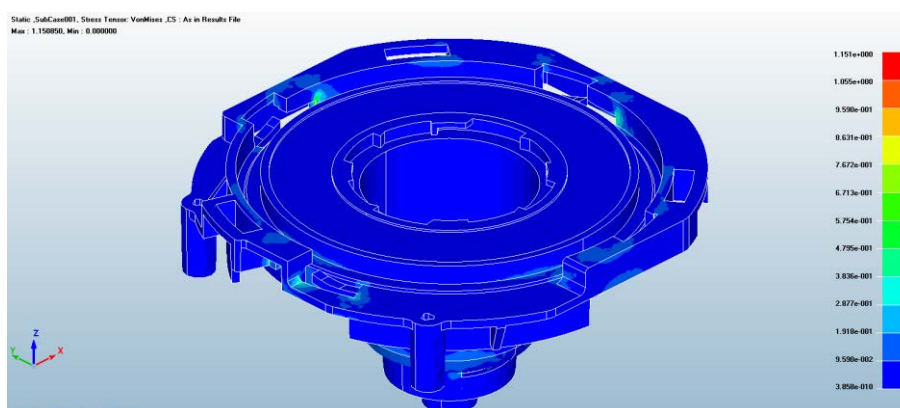


Fig. 6.3-2 Effetto della pressione del fluido sul corpo pompa

I valori trovati sono particolarmente bassi, come ci si poteva aspettare in base allo *stress* imposto, si lavora attorno agli $0,5 \text{ MPa}$ nelle zone contraddistinte dal colore verde. L'effetto della pressione non è rilevante nemmeno a livello di deformazione, dove si arriva a pochi centesimi. Rispetto a quanto ci si aspetta per la sollecitazione data dall'o-ring si può trascurare il contributo dalla pressione dell'acqua.

6.3.2 Studio della pressione generata dall'o-ring mediante simulatore FEM

Il secondo elemento in accoppiamento alla zona dove insiste la tenuta è il corpo pompa. Questi completa la sede dal lato interno, percependo lo stesso livello di carico che sollecita la voluta. Il fenomeno della fluttuazione della forza di schiacciamento varia in modo analogo allo studio precedente (con l'unica differenza che la deformazione di questo componente è significativamente inferiore rispetto alla voluta), di conseguenza gli *step* di analisi pensati sono i medesimi. L'area dove insiste il carico dell'o-ring è indicata in giallo nella figura sottostante, mentre in verde sono visibili i vincoli descritti nella sezione 6.3.1.

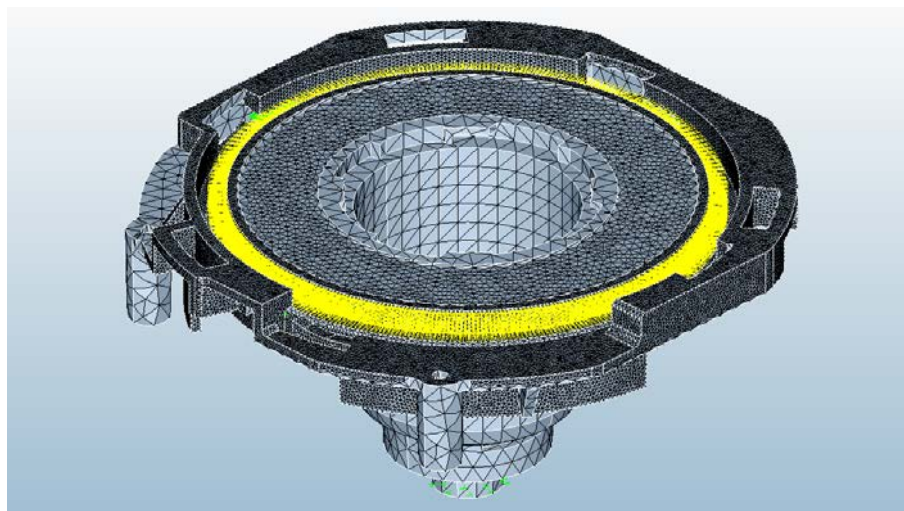


Fig. 6.3-3 Carichi e vincoli assegnati per lo studio della forza dell'o-ring sul corpo pompa

Il valore attribuito inizialmente al carico è di **3,7 MPa**, ovvero la pressione massima individuata nei paragrafi precedenti. La sollecitazione derivante dal carico applicato è stata calcolata, oltre che con Simlab, anche mediante le relazioni proposte in 6.2.2 (riferite al caso con pressione esterna). I risultati ottenuti sono riportati di seguito.

	σ_{massima} [MPa]	$\sigma_{\text{calcolata}}$ [MPa]	σ_{media} [MPa]	σ_{minima} [MPa]
Pressione	3,70	2,49	2,12	0,54
σ_c	-7,22	-4,86	-4,14	-1,05
σ_r	3,70	2,49	2,12	0,54
σ_{eq}	-10,92	-7,35	-6,26	-1,59

La pressione risultante ha segno negativo perché la forza esercitata dalla tenuta è diretta verso il centro del sistema di riferimento, ed esercita quindi azione compressiva.

Si introduce ora il risultato del calcolo numerico:

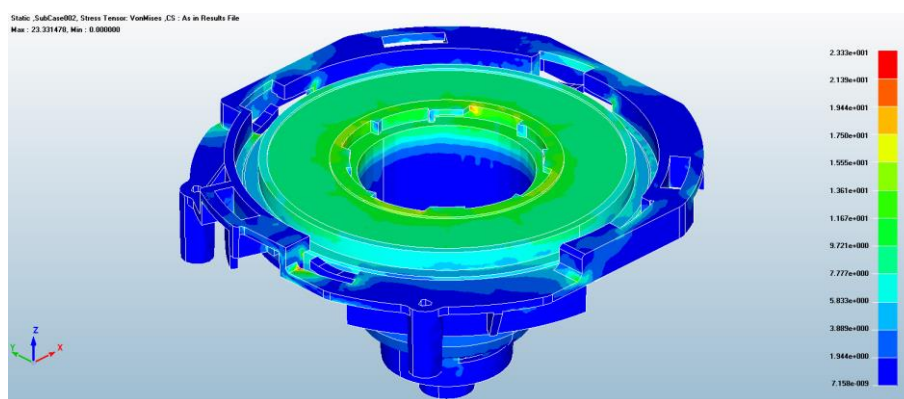


Fig. 6.3-4 Andamento delle pressioni secondo Von Mises dato dall'o-ring

La tensione radiale di compressione presente nella sezione verde è circa pari a **10 MPa**. Vista la presenza di nervature nella zona sottostante all'area considerata, e studiando la deformazione proposta dalla simulazione (Fig. 6.3-5), si ritiene che non possa avvenire rottura a causa del superamento del carico critico euleriano. Nell'area di studio la

deformazione è pari a **0,03 mm** verso il basso, e non cambia di molto per la trattazione a **70°C** (dove il modulo elastico E_1 ³³ passa da **6354 MPa** a **4151 MPa**), dove il componente sarà soggetto ad una forza inferiore, quasi **1/7** rispetto a quella attualmente proposta. La variazione dei risultati alle differenti temperature è inferiore, in quanto le proprietà del materiale hanno stabilità termica superiore rispetto al polipropilene con carica di talco. Il livello tensionale ottenuto è ampiamente sopportabile dal prodotto, tanto da pensare alla possibilità di ridurne le sezioni. I problemi legati al processo non permettono questo tipo di modifica, essendo già presenti delle zone sotto-impaccate a causa del congelamento prematuro della corona circolare verde di Fig. 6.3-4. Per maggiore comprensione dalla causa si rimanda al capitolo successivo.

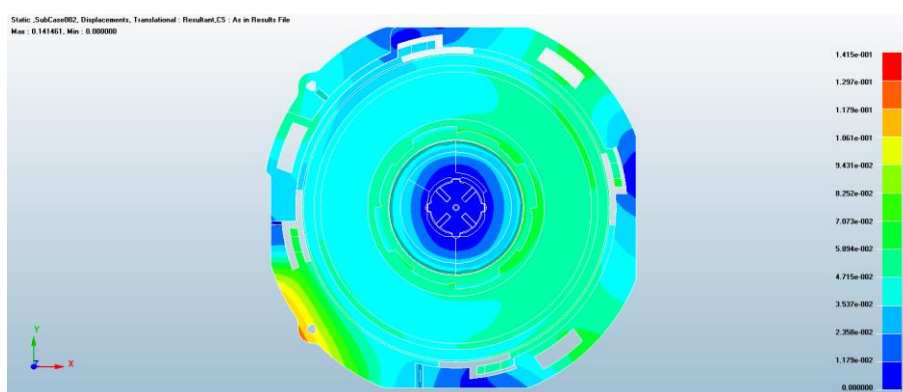


Fig. 6.3-5 Deformazione del pump body per effetto della pressione dell'o-ring

L'effetto più significativo si valuta applicando una pressione interna combinata ad una esterna. Entrambe le pressioni hanno il valore massimo individuato alla fine del 6.2.3.3, e sono pari a **0,54 MPa**. Queste agiscono nelle zone indicate in giallo nell'immagine di seguito, dove sono state aggiunte delle frecce per chiarire i punti di azione delle pressioni. La pressione interna è dovuta alla forza prodotta dallo schiacciamento della tenuta, mentre quella esterna è originata dalla deformazione della voluta (per effetto della spinta dell'o-ring), che arriva a contatto con il corpo pompa.

³³ Modulo elastico rispetto alla prima direzione principale

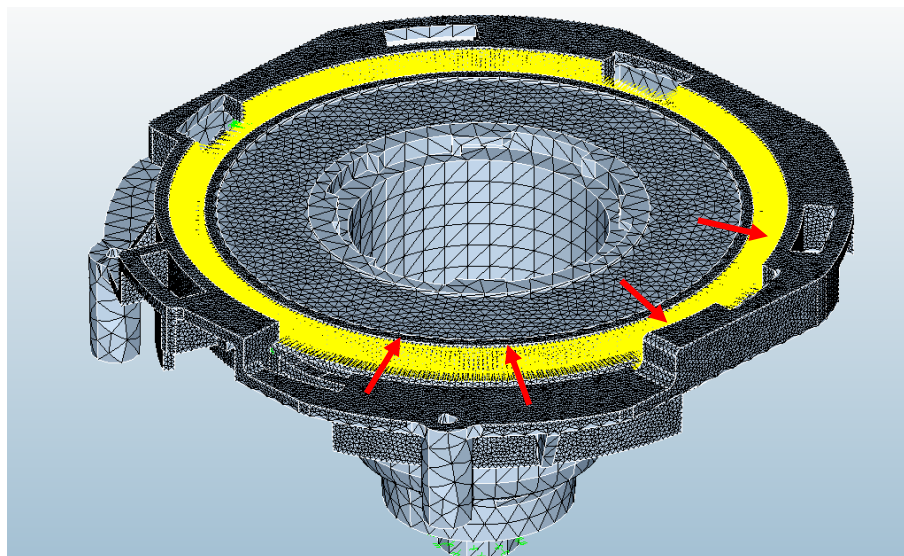


Fig. 6.3-6 Carico combinato, interno ed esterno

La combinazione dei carichi tende ad “aprire” la sede dell’o-ring, questo fenomeno può portare al cedimento del componente se si fa riferimento alla massima temperatura di esercizio. Le tensioni trovate per lo sforzo combinato sono riportate di seguito.

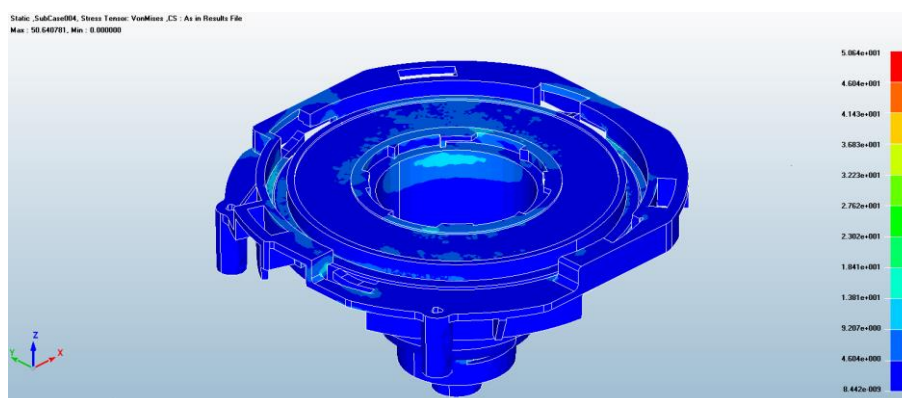


Fig. 6.3-7 Andamento tensionale per il caso di doppia pressione

Il componente presenta una serie di irregolarità nella circonferenza esterna (fori per l'alloggiamento delle alette della voluta, settore circolare senza costa di rinforzo per alloggiare la mandata), si preferisce tutelarsi imponendo un coefficiente di sicurezza, rispetto alla tensione di snervamento, pari a $\nu = 1,6$. Il valore di tensione ammissibile nella sezione di riferimento è pari a: $\sigma_{ams,70^\circ C} = 61,4/1,6 = 38,4 \text{ MPa}$. Nelle zone di indagine la sollecitazione non supera i $25 \div 30 \text{ MPa}$ garantendo la resistenza del corpo pompa, anche alla temperatura massima del ciclo di lavaggio. Assieme ai colleghi è stata studiata una nuova geometria del corpo pompa, la differenza riguarda l'inserimento di una costa di rinforzo nella parte sguarnita, in modo da irrigidire l'intera struttura ed aiutare anche nella fase di produzione (riducendo le deformazioni della parte superiore del *pump body*). La modifica studiata è visibile in Fig. 6.3-8.

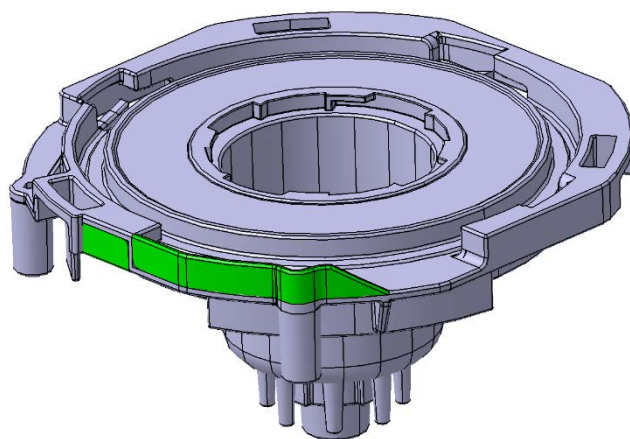


Fig. 6.3-8 Modifica del corpo pompa proposta

Capitolo 7

Analisi di processo

In questo capitolo verrà studiato il processo di stampaggio ad iniezione, tecnologia che accomuna la produzione dei pezzi analizzati. L'analisi del processo permette di stabilire i parametri ottimali per l'ottenimento dei componenti, ed avere molte informazioni in riferimento: alla disposizione delle fibre, ed alla presenza di linee di giunzione. Per lo studio del processo produttivo si è fatto uso del software Moldflow, programma ottimizzato per l'analisi numerica dello stampaggio, con materiali polimerici. L'ottimizzazione è stata condotta su tutti i componenti studiati nel capitolo precedente, con l'aggiunta di un quarto elemento, progettato per sostituire una parte esistente.

7.1 Girante

Per la girante è stata studiata la parte che comprende le pale ed il codolo, sorvolando sulla analisi del il tegolo. Si è fatta questa scelta considerata la semplicità della geometria del tegolo (un disco forato). Tutti i modelli di Moldflow vedranno l'impiego di una mesh triangolare, in quanto non vengono gestite geometrie differenti. Trattandosi di un'analisi di tipo fluidodinamico l'elemento triangolare è quello che permette il massimo *aspect ratio* tra i lati, senza generare problemi di calcolo. Si passa ora all'analisi del prodotto.

7.1.1 Analisi della mesh

Al fine di produrre un calcolo che fornisca dei risultati con buona attendibilità, è necessario eseguire lo studio della dimensione di mesh. Per valutare la corretta dimensione di questo parametro, sono state lanciate una serie di simulazioni: in cui la misura della mesh calava di volta in volta. La scelta della dimensione finale è stata ottenuta osservando la convergenza della pressione di iniezione, derivante dalle diverse simulazioni. Oltre al parametro di pressione è importante controllare anche i valori di *match percentage*, un parametro che rappresenta la corrispondenza reciproca tra i triangoli.

Tabella 7-1 Valutazione dimensione mesh girante

Dimensione	P _{MAX} [MPa]	Match percentage [%]	Numero elementi
1,47	4,10	88,5	14342
1	4,90	91,0	26802
0,7	4,82	92,3	48380
0,5	4,90	91,9	97906

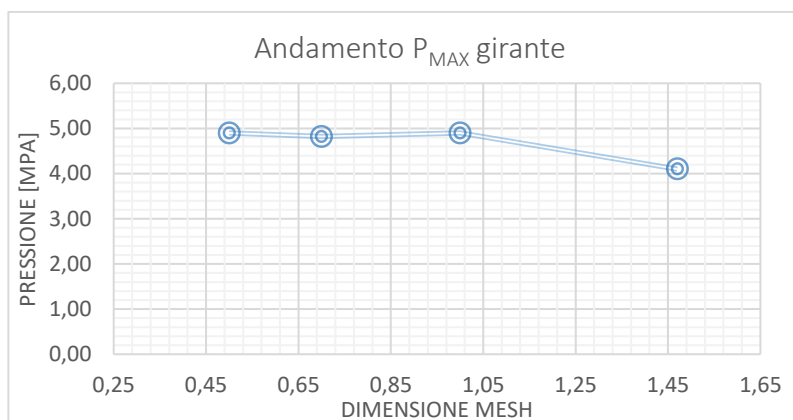


Fig. 7.1-1 Grafico dell'andamento di pressione per la girante

La dimensione finale scelta è pari a **0,7** in quanto, il valore di pressione rispetto alla misura successiva differisce di meno del **2%**, mentre il numero di elementi raddoppia. Inoltre, entrambi i parametri hanno un valore di corrispondenza tra gli elementi superiore al **90%**, requisito necessario affinché il risultato dell'analisi si coerente con la realtà. Si preferisce scegliere **0,7** perché, aumentare il numero di elementi significa incrementare il tempo di calcolo; eventualmente in una fase finale (una volta individuati tutti i parametri di processo) si eseguirà un calcolo con la mesh a **0,5**. Per completezza si riportano i parametri della maglia con dimensione di **0,7** (Fig. 7.1-2).

```

Triangoli
-----
Conteggi delle entità:
Triangoli          48380
Nodi connessi      24176
Regioni di connettività 1

Triangoli invisibili      0

Area:
(I blocchi stampo e i canali di raffreddamento sono esclusi)
Area superficiale: 84.8412 cm^2

Volume per tipi di elementi:
Triangoli: 6.2946 cm^3

Rapporto di forma:
Massimo    Medio    Minimo
14.07      1.53      1.16

Dettagli sui bordi:
Bordi liberi      0
Bordi 2 elementi  72570
Bordi più 2 elementi  0

Dettagli sull'orientamento:
Elementi non orientati  0

Dettagli sulle intersezioni:
Intersezioni di elementi  0
Elementi completamente sovrapposti  0

Percentuale di corrispondenza:
Percentuale di corrispondenza 92.3%
Percentuale reciproca 93.3%

```

Fig. 7.1-2 Dati della mesh per la girante

7.1.2 Dimensionamento dei canali di iniezione

La girante, come anche il corpo pompa e la voluta, sono pezzi già prodotti in veste di prototipi, per mezzo di uno stampo pilota³⁴. L'obiettivo di realizzare dei prototipi è quello di poter effettuare test di laboratorio, per valutare la bontà del progetto, prima di produrre centinaia di migliaia o milioni di pezzi. Analizzando il prodotto proveniente dallo stampo pilota è possibile capire la collocazione del punto di iniezione; per l'analisi dei canali di alimentazione si è partiti da questo dato. Il gate è collocato nella sommità della “cupola” della girante, in posizione centrale, come si può vedere da Fig. 7.1-3 a sinistra.

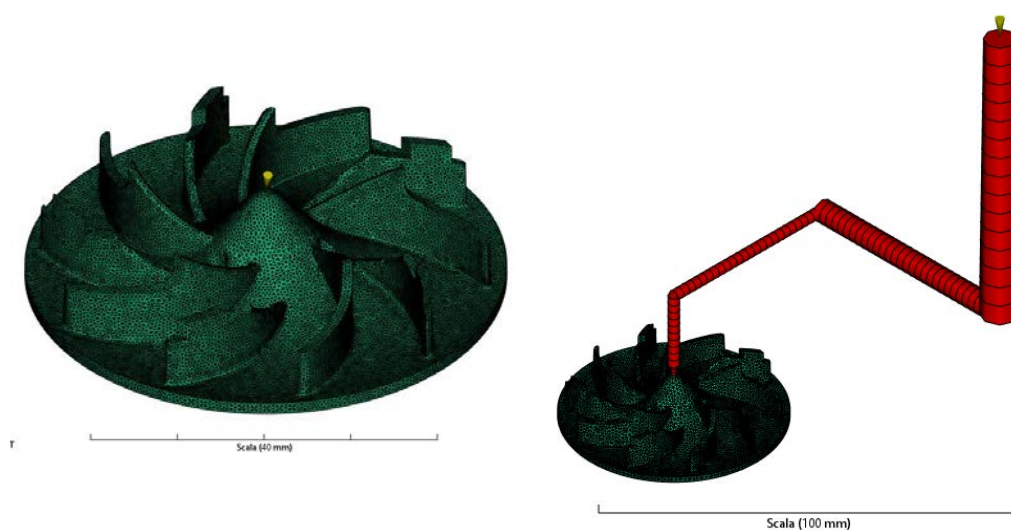


Fig. 7.1-3 Punto di iniezione e canali di alimentazione scelti per la girante

Il punto di iniezione scelto per lo stampo pilota è stato ritenuto corretto, ed è stata studiata direttamente la geometria dei canali di iniezione. Partendo dalla richiesta di costruire dei canali di alimentazioni caldi, al fine di ridurre il materiale sprecato per alimentare la parte, si è passati al dimensionamento vero e proprio. Da Fig. 7.1-4 è stata estrapolata la dimensione ideale del diametro nella zona a ridosso della vita di plastificazione.

Material	Diameter		Material	Diameter	
	mm	inch		Mm	inch
ABS	5.0-10.0	3/16-3/8	PET	3.0-8.0	1/8-5/16
Acetal	3.0-10.0	1/8-3/8	PE	2.0-10.0	1/16-3/8
Acrylic	8.0-10.0	5/16-3/8	PP	5.0-10.0	3/16-3/8
Nylon	2.0-10.0	1/4-3/8	PS	3.0-10.0	1/8-3/8
PC	5.0-10.0	3/16-3/8	PVC	6.0-16	1/4-5/8

Fig. 7.1-4 Tabella delle dimensioni dello sprue in base al materiale

³⁴ Stampo generalmente mono cavità e realizzo con materiali più facili da lavorare, alle volte sprovvisto anche dei canali di raffreddamento

Il diametro utile per lo *sprue*, in caso di polipropilene, va da $5 \div 10 \text{ mm}$, essendoci la presenza di fibre di rinforzo si preferisce stare su un diametro iniziale pari a 10 mm . La geometria della carota è conica con diametro variabile da 10 mm in imbocco a 12 mm sul fondo. Un altro dato noto sulla geometria dello stampo è che questo deve avere 4 cavità. Riferendosi a questa informazione si è passati al calcolo delle dimensioni dei *runner*³⁵, utilizzando la legge di conservazione della portata. Avendo quattro cavità lo stampo vede la presenza di: *runner* primari, *runner* secondari e *gate*. Si riportano di seguito i valori individuati con la conservazione della portata.

	[mm]	→	[mm]
Sprue	10		12
Runner primari	7		
Runner secondari	3,5		
Gate	2	→	1

Le sezioni sono via via decrescenti, essendoci la divisione dei flussi tra una cavità e l'altra. Il punto di iniezione è a sezione circolare conica con diametro iniziale pari a 2 mm e finale di 1 mm . La rappresentazione del sistema di alimentazione è visibile in Fig. 7.1-3 a destra; in tale figura è mostrato 1/4 del sistema completo dello stampo.

7.1.3 Analisi della portata di iniezione

Una volta individuate tutte le dimensioni tipiche per il sistema di alimentazione, è stato possibile andare a valutare i parametri di iniezione. Come primo parametro è stata calcolata la portata, valore a cui è direttamente correlata la pressione massima di iniezione. Per la scelta di questo parametro ci si è appoggiati al grafico presente in Fig. 7.1-5, che mette in relazione la portata con la pressione massima di iniezione.

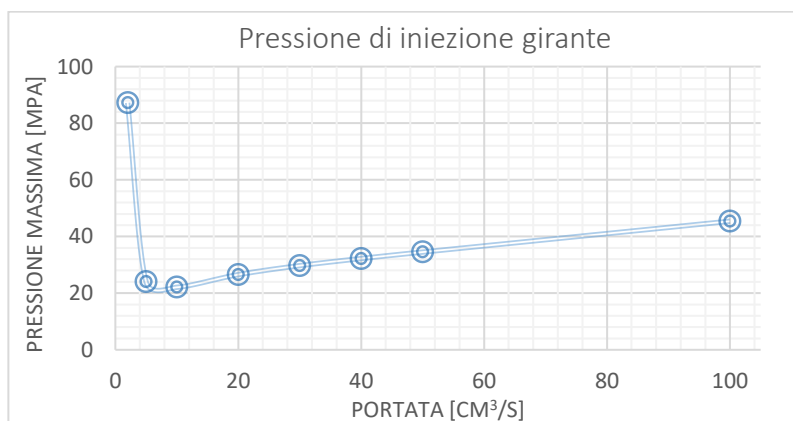


Fig. 7.1-5 Grafico della variazione di pressione in funzione della portata per la girante

Dal grafico di Fig. 7.1-5 è visibile un andamento classico per la curva di pressione, che è condizionata da velocità e viscosità del fluido. All'aumentare della portata aumenta la velocità del fuso nei canali di alimentazione, questo comporta una crescita delle perdite di carico. Di contro al crescere della portata diminuisce la viscosità del

³⁵ Canali di alimentazione che portano il polimero fuso dalla carota al punto di iniezione

materiale, che oppone meno resistenza all'avanzamento nello stampo. Studiando la curva appena illustrata, bisogna trovare i valori utili al raggiungimento del punto di minimo. Per stabilire il punto di lavoro corretto per lo stampaggio si osserva anche il tempo necessario a riempire le 4 cavità; tutti i valori considerati sono visibili in Tabella 7-2.

Tabella 7-2 Identificazione della portata di iniezione per la girante

Portata [cm ³ /s]	Pressione massima [MPa]	Tempo iniezione [s]	R.I. ³⁶
2	87,22	13,75	
5	24,00	5,792	
10	22,07	2,789	
20	26,55	1,368	
30	29,72	0,909	
40	32,23	0,680	
50	34,51	0,544	
100	45,40	0,273	

Il minimo della curva si presenta per $10 \text{ cm}^3/\text{s}$, a cui corrisponde un tempo di iniezione di $2,8 \text{ s}$, valore molto elevato considerando il tipo di ugelli (camera calda). Con un tempo di riempimento così elevato c'è il pericolo che il polimero arrivi freddo in certi punti della cavità (tipo nella parte alta delle pale), o quanto meno che il congelamento sia precoce rispetto al ciclo di impaccamento imposto. Il rischio è quello di produrre una parte sotto-impaccata, che non rispetti la geometria e non abbia le proprietà meccaniche desiderate. Si preferisce allora salire con i valori di portata fino ad arrivare al parametro scelto ovvero $40 \text{ cm}^3/\text{s}$, che da un tempo di iniezione di $0,7 \text{ s}$. La riduzione del tempo di stampaggio porta anche all'accorciamento del tempo ciclo che, nell'ottica di stampare centinaia di migliaia di pezzi genera un risparmio considerevole in costo della mano d'opera diretta, e unitario della macchina. I $40 \text{ cm}^3/\text{s}$ individuati, producono una pressione massima di $32,2 \text{ MPa}$ che se confrontati con la letteratura, possono essere visti come un valore tra l'adeguato ed il cautelativo (valore medio della pressione di stampaggio pari a 72 MPa [8]).

7.1.4 Creazione della curva di impaccamento

Il processo di stampaggio ad iniezione è costituito da quattro fasi: iniezione, impaccamento, raffreddamento ed estrazione. La fase di impaccamento riveste un ruolo abbastanza importante nello stampaggio, in quanto ha la funzione di ridurre al minimo il ritiro volumetrico, conferendo al pezzo una geometria quanto più simile alla matematica dello stampo. Durante le varie analisi sono stati studiati diversi tipi di curve di pressione in funzione del tempo. Per quanto riguarda il materiale, non avendo la possibilità di caratterizzare il polimero, è stato scelto il materiale con i parametri di: *melt flow index*, temperatura di fusione, *mould shrinkage* ecc. che fossero più vicini possibili a

³⁶ Riempimento incompleto della cavità

quelli presenti sul datasheet, per il polipropilene con fibra di vetro al 30%. I profili di impaccamento studiati sono mostrati nel grafico di Fig. 7.1-6.

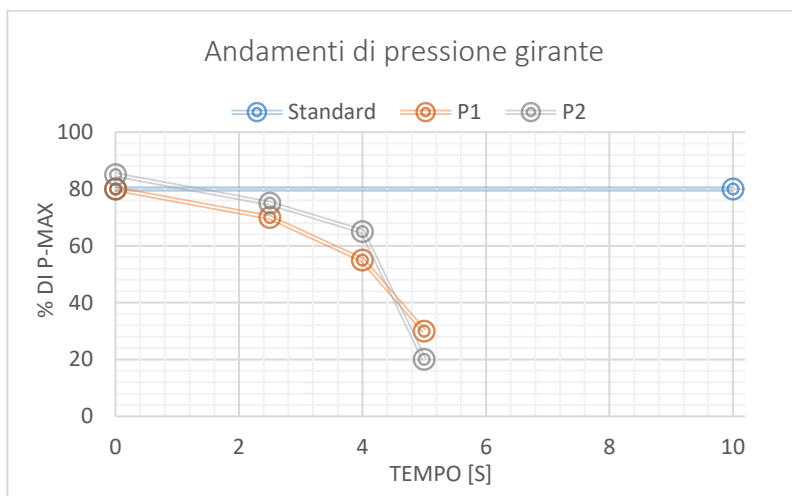


Fig. 7.1-6 Curve di impaccamento girante

La curva scelta è quella che in Fig. 7.1-6 viene chiamata P2 che ha i parametri riportati di seguito.

P2

t [s]	% P _{MAX}
0	85
2,5	75
4	65
5	20

Il risultato della scelta di questa curva porta a delle curve di pressione molto vicine, nelle varie zone della girante. Il fatto che le curve di pressione nei differenti punti delle cavità siano simili, se non coincidenti, indica un buon processo in grado di produrre pezzi che abbiano principalmente ritiri piuttosto che deformazioni. Una deformazione, infatti, non è recuperabile (perché genera distorsioni della geometria), un ritiro sì, agendo opportunamente sullo stampo. In Fig. 7.1-7 si può vedere che: a differenza della curva più in alto (che rappresenta la pressione all'uscita della vite di plastificazione) e di quella rossa (pressione in punta alla pala lunga), le pressioni sono equamente distribuite. Modificare il profilo di pressione per le due curve differenti non è possibile, a causa delle notevoli perdite di carico introdotte dalla geometria dei *runner*, e della sezione palare.

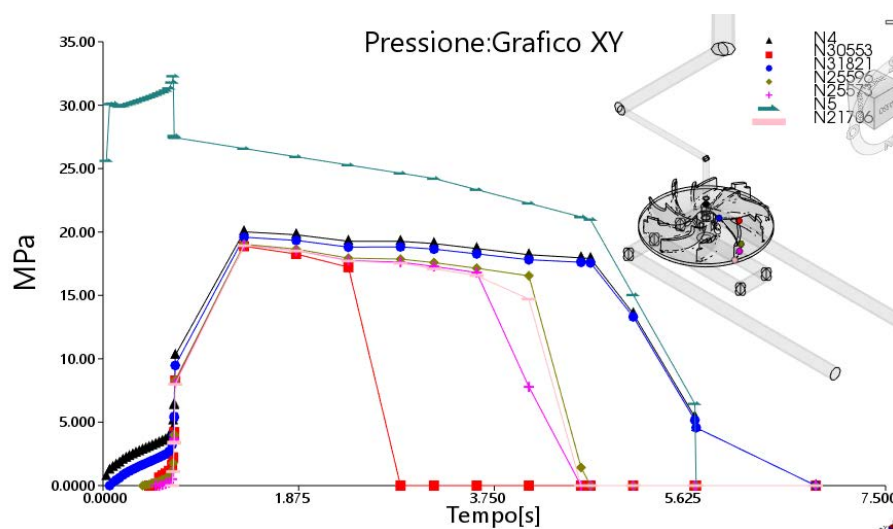


Fig. 7.1-7 Andamento della pressione nei differenti punti della cavità per la girante

A conclusione dello studio della curva di pressione sono stati valutati anche la pressione: del fuso polimerico e dello stampo. I parametri scelti sono: $T_{melt} = 235^{\circ}C$ e $T_{mold} = 60^{\circ}C$.

7.1.5 Implementazione dello stampo e studio del raffreddamento

A conclusione dello studio della parte sono stati implementati i canali di raffreddamento. Questi hanno la funzione di ridurre la temperatura del fuso polimerico nel minor tempo possibile, così da diminuire al massimo il tempo ciclo. Sono state studiate due configurazioni, entrambe valide, ma si è preferita quella collocata a destra in Fig. 7.1-8, per semplicità di realizzazione dei canali di raffreddamento.

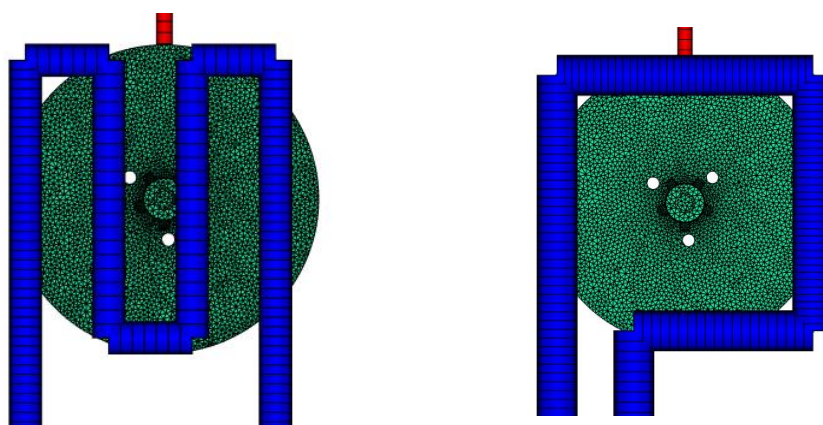


Fig. 7.1-8 Design canali di raffreddamento della girante

I canali realizzati hanno diametro costante pari a $d = 8 \text{ mm}$, e al loro interno vi circola acqua a $T = 25^{\circ}C$ in flusso turbolento con Reynolds pari a $Re = 10000$. Infine, è stato implementato lo stampo, così da simulare il ciclo produttivo completo. Il risultato finale dello studio è visibile in Fig. 7.1-9, nella quale sono mostrate le quattro cavità dello stampo, i canali di alimentazione e raffreddamento e lo stampo stesso sezionato.

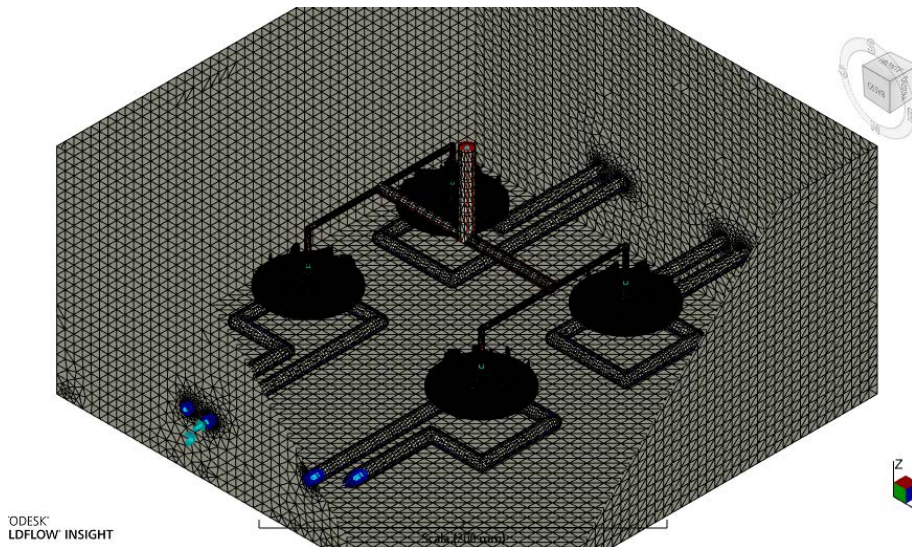


Fig. 7.1-9 Stampo girante a quattro cavità con raffreddamento e iniezione

La durata totale del processo, stimata in base alle varie operazioni è pari a 13 s, a questo tempo va aggiunto quello necessario all'apertura dello stampo e all'estrazione delle parti.

Non avendo riscontrato particolari difettosità per la parte, e non avendo introdotto migliorie di rilievo rispetto ai parametri di processo, se non quelli già descritti, si inserisce a chiusura un'immagine (Fig. 7.1-10) commentata della disposizione delle fibre di rinforzo nel componente.

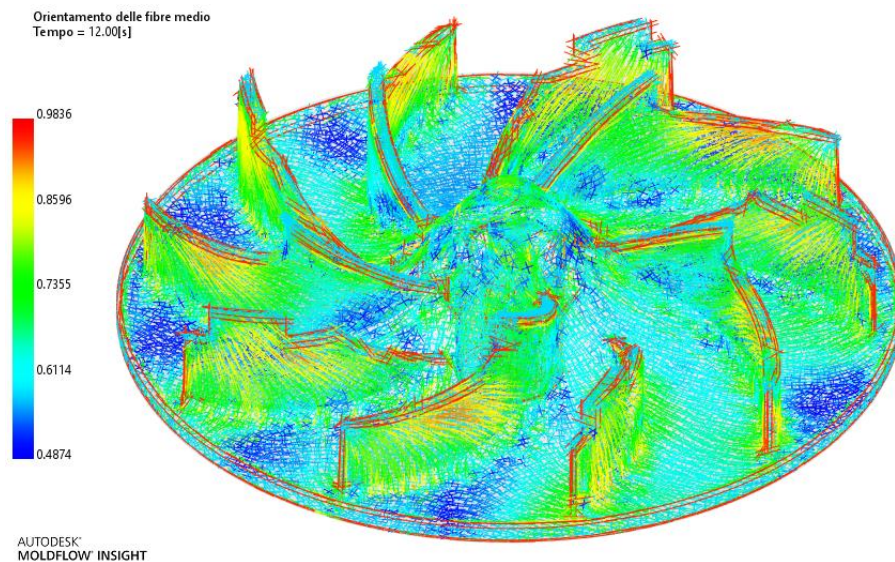


Fig. 7.1-10 Orientamento medio fibre nella girante

Per la zona del codolo e delle pale, si ha un'orientazione elevata delle fibre intorno al $75 \div 85\%$, questo permette di attribuire un giudizio positivo al flusso del materiale all'interno della cavità. Una disposizione come quella visibile in Fig. 7.1-10 fornisce un'elevata resistenza a flessione delle pale e una buona resistenza a trazione del codolo. A fronte delle sollecitazioni e dei moduli elastici forniti da Moldflow ($E_1 = 6853 \text{ MPa}$

e $E_2 = 3870 \text{ MPa}$), si può validare quanto detto nel capitolo precedente in merito alla resistenza della girante.

7.2 Voluta

Le differenze fondamentali tra voluta e girante (a prescindere dalla geometria che è inequivocabilmente diversa) stanno nel materiale che costituisce il componente e nelle dimensioni decisamente maggiori. Quanto detto per la geometria della mesh, ed il suo comportamento, nel paragrafo 7.1 vale pari pari per: la voluta e il corpo pompa, andiamo allora direttamente al sodo dell'analisi.

7.2.1 Analisi della mesh

Come per il caso precedente, la dimensione ottimale della mesh, è stata ottenuta verificando rispetto alla pressione massima di iniezione. In questa geometria è stato necessario anche intervenire localmente su alcuni nodi, andando a ridurre (per quanto possibile) l'*aspect ratio* prodotto come risultato dal generatore della maglia, interno a Moldflow. Questa necessità di intervento locale è collegabile ai difetti del modello 3D già discussi precedentemente. In Fig. 7.2-1 è visibile l'andamento della pressione di iniezione al variare della dimensione della mesh.

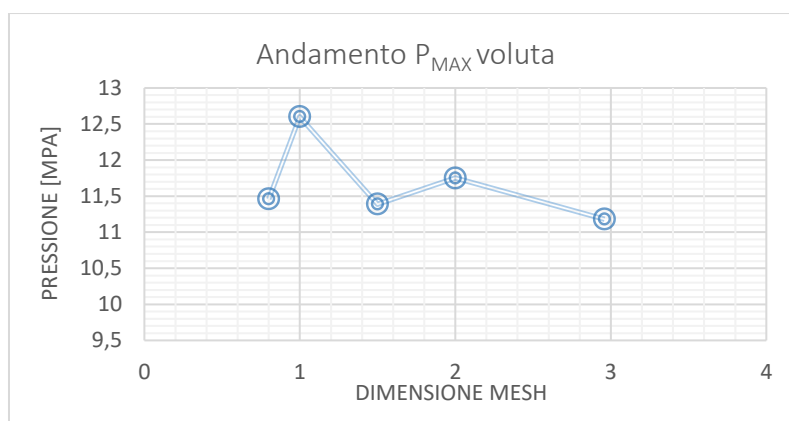


Fig. 7.2-1 Grafico dell'andamento di pressione per la voluta

In questo caso la pressione massima di iniezione ha uno scostamento di circa il 10% rispetto agli ultimi due valori della mesh. Si è ritenuto che una volta arrivati ad un *match percentage* superiore al 90% i risultati fossero accettabili, visti anche gli elevati tempi di calcolo per il solo riempimento (4 h già elevate per andare ad ottimizzare i parametri). Il valore scelto per la dimensione della mesh è evidenziato in grigio in Tabella 7-3.

Tabella 7-3 Valori della mesh per la voluta

Dimensione	P _{MAX} [MPa]	Match percentage [%]	Numero elementi
2,96	11,18	80,5	21729
2	11,75	85,9	37040
1,5	11,39	88,3	56624
1	12,60	87,5	119156
0,8	11,46	90,1	196096

```

Triangoli
-----
Conteggi delle entità:
  Triangoli          196096
  Nodi connessi      98046
  Regioni di connettività 1

  Triangoli invisibili      0

Area:
(I blocchi stampo e i canali di raffreddamento sono esclusi)
Area superficiale: 423.418 cm^2

Volume per tipi di elementi:
  Triangoli: 43.1129 cm^3

Rapporto di forma:
  Massimo   Medio   Minimo
  25.00     1.54    1.16

Dettagli sui bordi:
  Bordi liberi      0
  Bordi 2 elementi  294144
  Bordi più 2 elementi 0

Dettagli sull'orientamento:
  Elementi non orientati 0

Dettagli sulle intersezioni:
  Intersezioni di elementi 0
  Elementi completamente sovrapposti 2

Percentuale di corrispondenza:
  Percentuale di corrispondenza 90.1%
  Percentuale reciproca 90.3%

```

Fig. 7.2-2 Dati della mesh per la voluta

7.2.2 Dimensionamento dei canali di iniezione

Analogamente a quanto fatto in precedenza, i punti di iniezione sono stati dedotti analizzando il prototipo, realizzato mediante stampo pilota. Questi sono collocati alla fine del condotto di aspirazione a 120° l'uno dall'altro, come si vede in Fig. 7.2-2. Reputando corretta anche la soluzione proposta per la voluta, son state portate avanti le analisi dei parametri di processo, partendo da questo dato. La valutazione della dimensione dei canali è iniziata riprendendo Fig. 7.1-4, e considerando che il materiale non contiene fibre di rinforzo, bensì una carica particellare di talco. Si è partiti da una dimensione della *sprue* inferiore (8 mm non essendoci il rischio di spezzare prematuramente le fibre), si è proceduto con il dimensionamento mediante conservazione della portata. La ramificazione dei canali è più semplice, considerato che per il pezzo in oggetto si hanno solo due cavità.

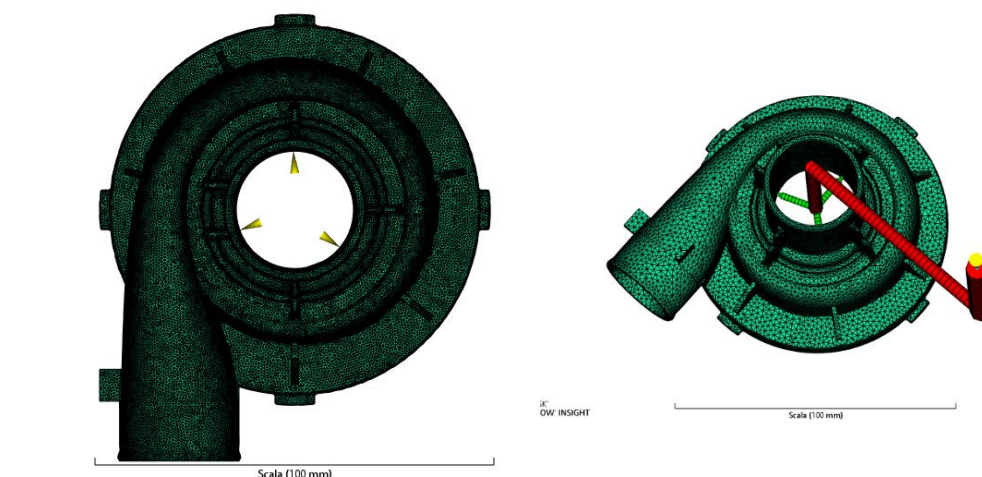


Fig. 7.2-3 Punto di iniezione e canali di alimentazione scelti per la voluta

Anche per questo prodotto sono stati utilizzati canali di alimentazione caldi, con la divisione finale, per *runner* e *gate* a 120° , gestita con canali freddi. L'utilizzo di una piccola porzione di impianto di alimentazione freddo inserisce una percentuale di polimero scarto, quella che costituisce i *runner* secondari. Le sezioni individuate per la canalizzazione sono riportate di seguito. Il sistema è invece visibile in Fig. 7.2-3 a destra.

	[mm]		[mm]
Sprue	8	→	10
Runner primari	6		
Runner secondari	3		
Gate	2	→	1

7.2.3 Analisi della portata di iniezione

Definite tutte le caratteristiche geometriche dello stampo, ad eccezione dei canali di raffreddamento, si è passati allo studio della portata di iniezione. Riproporre questa analisi per ogni prodotto non è una ripetizione, infatti, questo studio va affrontato per ogni tipo di geometria, anche a parità di polimero. In Fig. 7.2-4 è visibile l'andamento della pressione di iniezione in funzione della portata di fuso, l'andamento è simile a quello visto in Fig. 7.1-5.

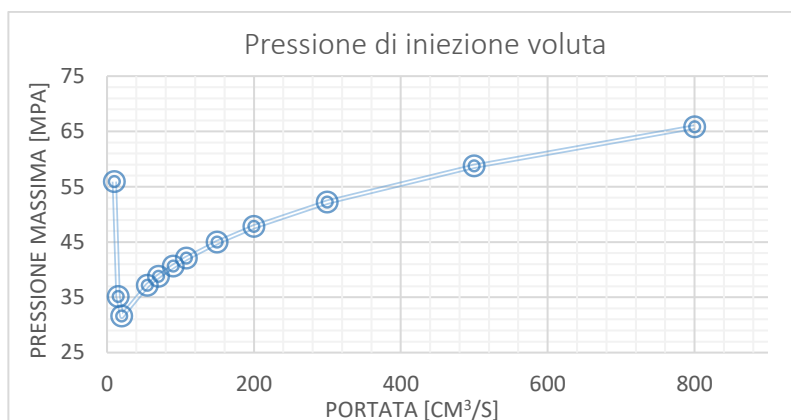


Fig. 7.2-4 Grafico della variazione di pressione in funzione della portata per la voluta

I parametri scelti per la portata di iniezione sono stati due, e a breve verrà spiegata la motivazione della scelta. I dati individuati sono raccolti in Tabella 7-4 e evidenziati in grigio.

Tabella 7-4 Identificazione della portata di iniezione per la voluta

Portata [cm³/s]	Pressione massima [MPa]	Tempo iniezione [s]	
10	55,91	10,861	R.I.
15	35,12	6,489	R.I.
20	31,56	4,733	R.I.
55	37,14	1,695	R.I.
70	38,78	1,328	R.I.
90	40,60	1,030	R.I.
108	42,03	0,8572	R.I.
150	44,93	0,6154	R.I.
200	47,77	0,4604	
300	52,21	0,3098	
500	58,73	0,1845	
800	65,80	0,1158	

Considerando un valore medio per la pressione di iniezione pari a **67 MPa** [8] per il PP 40%T, si può considerare corretto il parametro individuato per **200 cm³/s**. Da questo valore derivano: una pressione pari a **48 MPa** ed un tempo di riempimento di **0,46 s**. Proprio il tempo di riempimento può sembrare ridotto, questo valore è il primo a fornire un riempimento completo della cavità, avendo problemi nella zona di separazione del flusso, in corrispondenza della mandata. La ragione per cui sono stati individuati due parametri sta nel riempimento incompleto della cavità. Nella zona appena descritta si forma una “esse”, dove il materiale non è in grado di riempire la cavità, a causa della presenza di due superfici dello stampo (che asportano calore) e dell'intrappolamento d'aria. Il risultato trovato con le simulazioni a **108 cm³/s** ha fatto notare la presenza di questo tipo di difetto, in Fig. 7.2-5 sono mostrati i risultati della simulazione e del componente reale, estremamente aderenti l'uno all'altro.

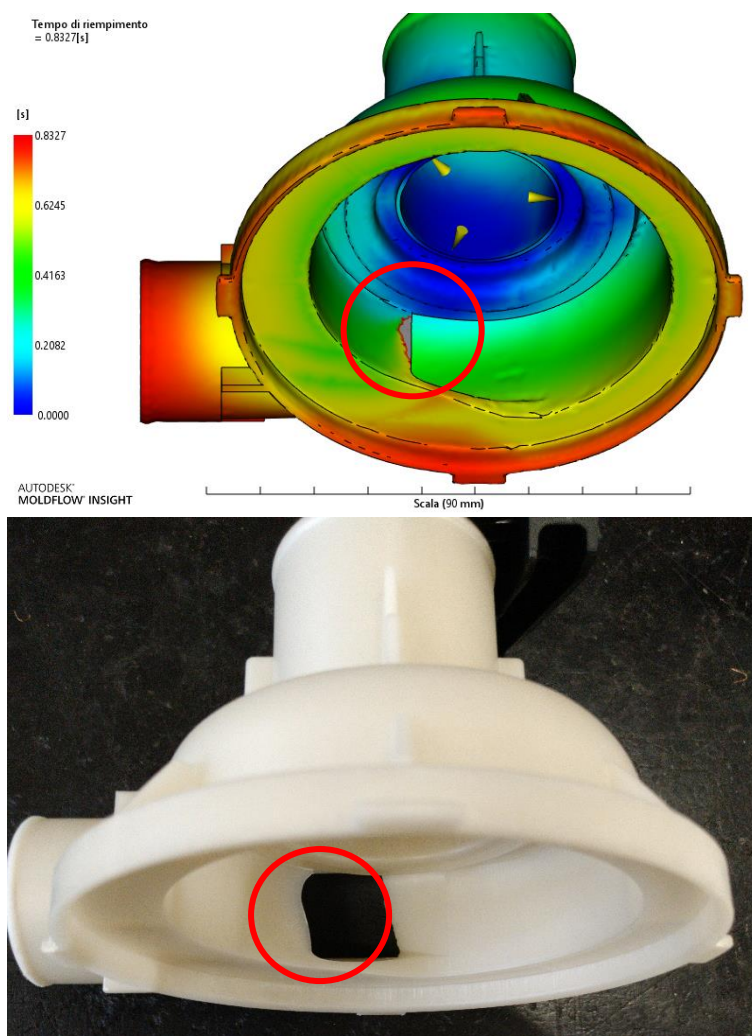


Fig. 7.2-5 Difetto di stampaggio riscontrato nella voluta

Si è proceduto parallelamente con le analisi, studiando la soluzione a riempimento incompleto e non.

Il secondo tipo di difetto individuato, che è utile segnalare, è quello della linea di giunzione in corrispondenza del diametro esterno del pezzo, nello spigolo di transizione fra tratto orizzontale e parete verticale, oltre a quella alla base della spirale.

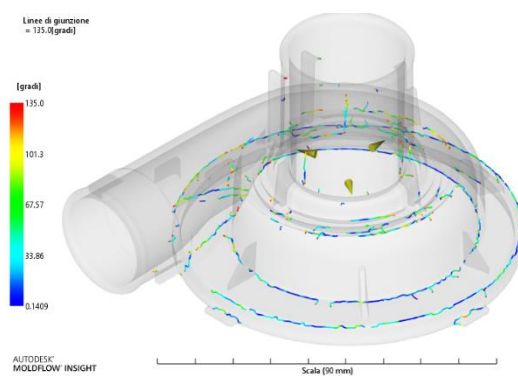


Fig. 7.2-6 Linee di giunzione nella voluta

La presenza di questi difetti induce un calo delle proprietà meccaniche del pezzo, che come discusso nel capitolo precedente: passano ad un valore di resistenza del 75% rispetto a quello originale. Le linee di giunzione sono collocate (soprattutto quella al diametro maggiore) in zone nevralgiche del prodotto, è necessario fare attenzione ai valori di tensione locale, al fine di non incorrere in cedimenti strutturali inaspettati. Si è visto però, che il coefficiente di sicurezza (nella zona dell'o-ring) rispetto al carico applicato è pari a $\nu = 1,5$, che lascia un discreto margine anche in caso di un 25% di resistenza in meno del pezzo, dovuto alla giunzione.

7.2.4 Creazione della curva di impaccamento

In un prodotto dalle sezioni contenute e con dimensioni dell'ordine dei 100 mm, come la voluta, la scelta corretta della curva di impaccamento, permette di creare dei prodotti in grado di rispettare le tolleranze geometriche proposte a disegno. Il tipo di materiale impiegato permette di avere parti con ritiri modesti e basse deformazioni, passiamo allora a introdurre le curve studiate per avvicinarsi alle proprietà geometriche richieste.

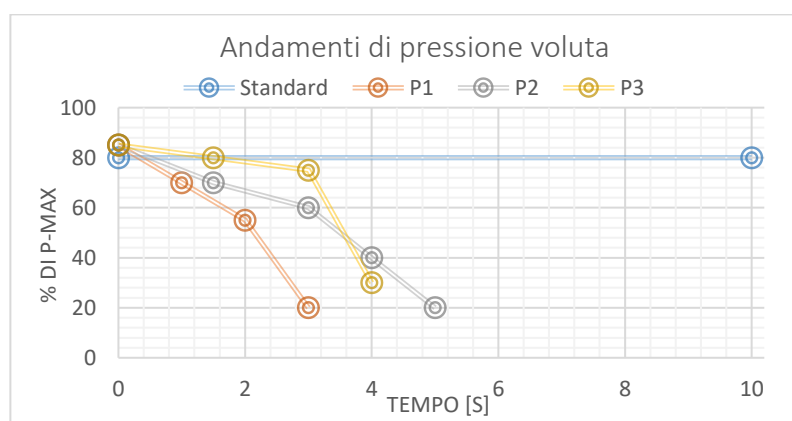


Fig. 7.2-7 Curve di impaccamento voluta

La curva scelta per la voluta è la P3, rappresentata in giallo in Fig. 7.2-7, questa permette di ottenere ritiri dell'ordine dei cinque decimi di millimetro con deformazioni minime. I parametri utilizzati per la curva valgono:

P3	
t [s]	% P _{MAX}
0	85
1,5	80
3	75
4	30

la colonna di destra fa riferimento sempre alla pressione massima di iniezione. Avendo utilizzato delle sezioni terminali fredde per i canali di iniezione, la curva di impaccamento è comandata dal tempo di congelamento del *gate*. Dopo quattro secondi dalla fine dell'iniezione si ha il congelamento del punto di iniezione, che non permette

impaccamento ulteriore una volta trascorsi i 4 s. I risultati ottenuti grazie all'implementazione del profilo P3 sono visibili in Fig. 7.2-8.

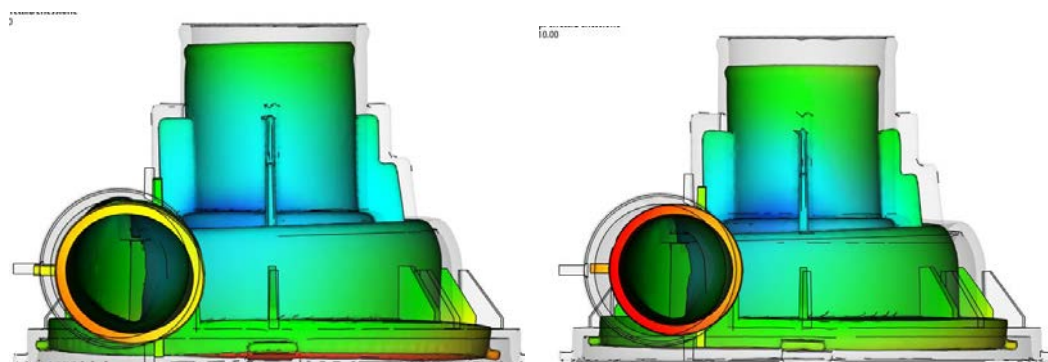


Fig. 7.2-8 Deflessione in scala 10:1 della voluta

Nell'immagine di destra di Fig. 7.2-8 è riportata la geometria post-stampaggio (con deformazioni amplificate di 10 volte rispetto alla realtà) ottenuta con la curva studiata. Si possono notare una riduzione della distorsione del pezzo, in particolare nella zona della mandata e del diametro di base. Una maggiore planarità del componente facilita l'assemblaggio della motopompa e può prevenire perdite a lungo termine nella sezione di accoppiamento fra tenuta e cilindro di base (a causa dello schiacciamento non uniforme dell'o-ring). Si aggiunge che, le deformazioni risultano inferiori, mentre i ritiri globali sono superiori di circa 1,5 decimi di millimetro. Si ricorda che è comunque preferibile un ritiro ad una deformazione, in quanto quest'ultime non sono recuperabili.

7.2.5 Implementazione dello stampo e studio del raffreddamento

Ottenuti tutti i valori di interesse per lo stampaggio si è passati allo studio dei canali di raffreddamento, e all'implementazione dello stampo (Fig. 7.2-9), in modo da valutare lo scambio termico e la riduzione del tempo ciclo. Il circuito di raffreddamento studiato prevede due labirinti che circondano il pezzo, uno all'altezza del fondo del cilindro di mandata e l'altro alla base della voluta, come si può vedere in Fig. 7.2-9.

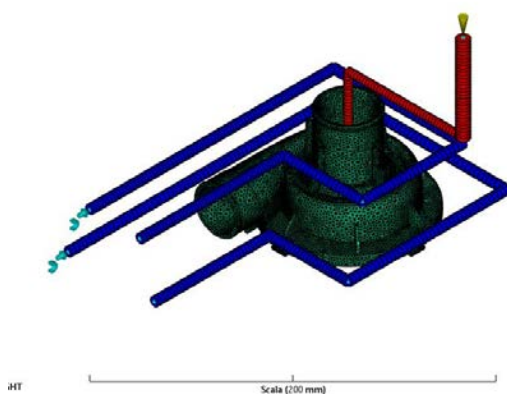


Fig. 7.2-9 Circuito di raffreddamento per la voluta

La distanza minima mantenuta tra cavità e circuito è pari a tre volte il diametro dei canali. All'interno del circuito di raffreddamento con diametro $d = 8\text{ mm}$ scorre acqua a $T = 25^\circ\text{C}$ in regime turbolento. Il tempo ciclo calcolato per ogni stampata vale 20 s e comprende le fasi di: iniezione, riempimento e impaccamento. I parametri di temperatura per stampo e fuso utilizzati sono: $T_{mold} = 55^\circ\text{C}$ e $T_{melt} = 210^\circ\text{C}$.

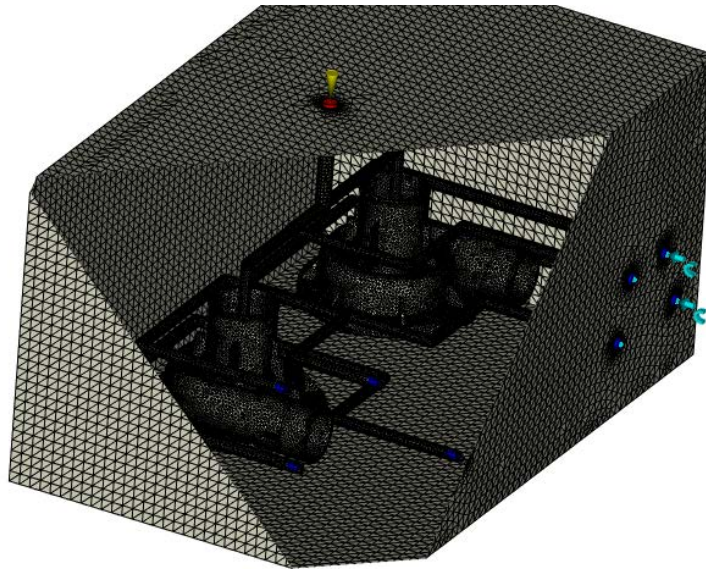


Fig. 7.2-10 Stampo con canali di raffreddamento e iniezione per voluta

Per questo componente non ha senso mostrare la disposizione del rinforzo, essendo questa di tipo particellare, e dando origine ad una struttura approssimabile come isotropa. In conclusione, nella voluta, ottimizzando i parametri di iniezione si è arrivati ad una soluzione superiore a quella attualmente stampata. Per quel che concerne l'aspetto meccanico questo componente continua ad essere l'anello debole della pompa. Dalle analisi effettuate risulta essere in grado di sostenere le sollecitazioni imposte e fronte di deformazioni considerevoli nella sezione a contatto con l'o-ring. Purché vi sia la presenza di linee di giunzione, il prodotto sarà in grado di resistere agli *stress* meccanici. Non ci si sente confidenti nell'asserire che: la tenuta idraulica nel tempo sia garantita, a causa dell'invecchiamento dell'elastomero.

7.3 Corpo pompa

L'ultimo componente analizzato è il corpo pompa, parte fondamentale per il progetto. L'accoppiamento reciproco con numerose parti implica una precisione abbastanza spinta nelle dimensioni finali del prodotto. Bisogna lavorare sui differenti parametri in modo da realizzare dei pezzi, in grado di rispettare le geometrie individuate durante la progettazione a CAD.

7.3.1 Analisi della mesh

La geometria più semplice del corpo pompa rispetto alle superfici che generano la spirale della voluta, hanno generato una mesh più omogenea. Il risultato è che le zone di intervento manuale di correzione sono ridotte in relazione alla voluta. L'andamento della curva di pressione al variare della dimensione della mesh è quello rappresentato in Fig. 7.3-1. Avere molte superfici parallele, l'una all'altra, ha aiutato a raggiungere *match percentage* elevati, già per dimensioni abbastanza grandi della maglia.

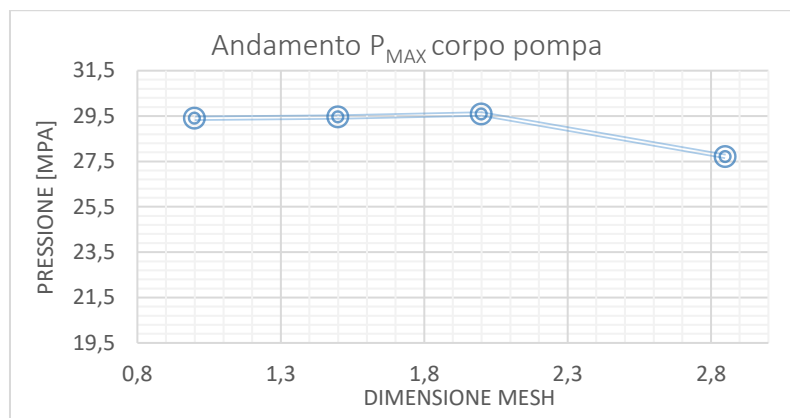


Fig. 7.3-1 Grafico dell'andamento di pressione per il corpo pompa

Si nota inoltre una discreta uniformità della pressione massima, ottenuta come risultato del calcolo numerico. Il valore utile come dimensione della maglia è uno, i dati relativi alle caratteristiche della mesh sono riportati in Fig. 7.3-2.

```

Triangoli
-----
Conteggi delle entità:
  Triangoli      196096
  Nodi connessi  98046
  Regioni di connettività 1

  Triangoli invisibili      0

Area:
(I blocchi stampo e i canali di raffreddamento sono esclusi)
Area superficiale: 423.418 cm^2

Volume per tipi di elementi:
  Triangoli: 43.1129 cm^3

Rapporto di forma:
  Massimo      Medio      Minimo
  25.00       1.54       1.16

Dettagli sui bordi:
  Bordi liberi      0
  Bordi 2 elementi  294144
  Bordi più 2 elementi  0

Dettagli sull'orientamento:
  Elementi non orientati  0

Dettagli sulle intersezioni:
  Intersezioni di elementi  0
  Elementi completamente sovrapposti 2

Percentuale di corrispondenza:
  Percentuale di corrispondenza 90.1%
  Percentuale reciproca 90.3%
  
```

Fig. 7.3-2 Dati della mesh per il corpo pompa

7.3.2 Dimensionamento dei canali di iniezione

I canali di iniezione per il corpo pompa sono abbastanza semplici, in relazione al fatto che vengono richieste solo due cavità. Il punto di iniezione, preso sempre dalla geometria reale, è collocato in fondo alla parte, sezione facilmente accessibile da un ugello per camera calda. Vista la direzione appropriata che il punto di iniezione dovrebbe imporre alle fibre, si preferisce non spostare la sua collocazione. La sua posizione è visibile in Fig. 7.3-3, nella quale sono mostrati anche i canali di alimentazione studiati.

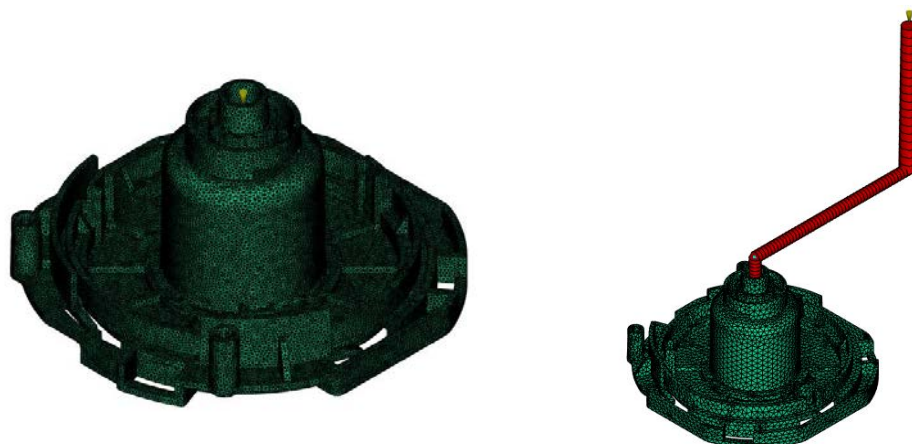


Fig. 7.3-3 Punto di iniezione e canali di alimentazione scelti per il corpo pompa

Nell'immagine a sinistra di Fig. 7.3-3 il punto di iniezione è rappresentato (in giallo) in alto, al centro del cilindro di dimensioni minori. La connessione del punto di iniezione alla zona di uscita del cilindro di plastificazione, è realizzata mediante i canali di alimentazione, studiati come di consueto, mediante la conservazione della portata. I valori attribuiti alle differenti parti della canalizzazione sono descritti di seguito.

	[mm]		[mm]
Sprue	8	→	10
Runner primari	6		
Gate	2	→	1

Visti i valori preliminarmente ottenuti dalle analisi di deformazione è stata provata una nuova configurazione per i punti di iniezione. La nuova posizione porta una serie di complicazioni sullo stampo; questi dev'essere di tipo rovescio, cioè con parte maschio dal lato della vite di plastificazione. La progettazione di uno stampo rovescio implica notevoli problematiche, tra cui possiamo citare la necessità di ospitare il cassetto estrattori dalla parte della vite di plastificazione. Oltretutto la configurazione trovata necessita di un movimento nello stampo, per realizzare la sezione cava di alloggiamento del rotore, proprio nella sezione posteriore ai canali di iniezione progettati. Per contro il pezzo che vede i *gates* nella zona visibile in Fig. 7.3-4 ha dimensioni più vicine a quelle presenti a disegno, di un decimo di millimetro (in diversi punti), rispetto alla configurazione iniziale.

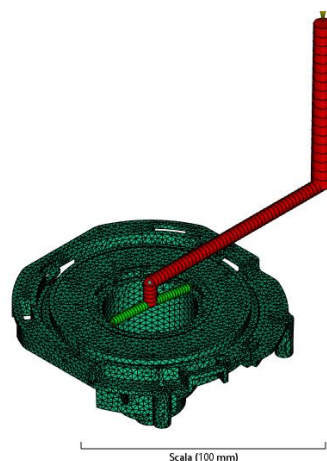


Fig. 7.3-4 Riprogettazione dei punti di iniezione

Viste le troppe difficoltà connesse alla realizzazione di questo tipo di canali, si è passati ad una terza ipotesi per la loro disposizione. In questa configurazione si va a iniettare il materiale nella zona piana su cui agisce la pressione dell'acqua. Si utilizzano sempre due punti di iniezione con le sezioni finali fredde, come illustrato in Fig. 7.3-5.

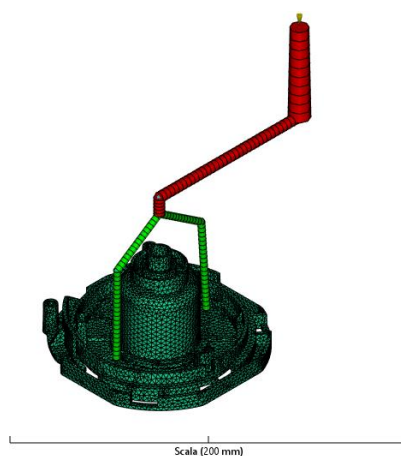


Fig. 7.3-5 Seconda riprogettazione dei punti di iniezione

La soluzione presenta una notevole semplificazione dello stampo, che torna ad essere di tipo classico, però costringe all'utilizzo di una configurazione a tre piastre, nel caso non si possano utilizzare due canali caldi fino al gate (soluzione ancora superiore). La riprogettazione dei punti di iniezione, eseguita a fine progetto ma inserita in questo paragrafo, permette di arrivare ad un valore di deformazione circa pari a metà rispetto a quello iniziale. I risultati grafici sono proposti di seguito (Fig. 7.3-6), dove la deformazione è amplificata di un fattore 10, in modo da mostrare con evidenza il miglioramento al lettore. Si va da una deformazione/ritiro di 7,6 decimi nell'ipotesi iniziale, a 4,4 decimi di millimetro per la proposta finale. Le tre opzioni sono mostrate nella stessa sequenza descritta nel paragrafo.

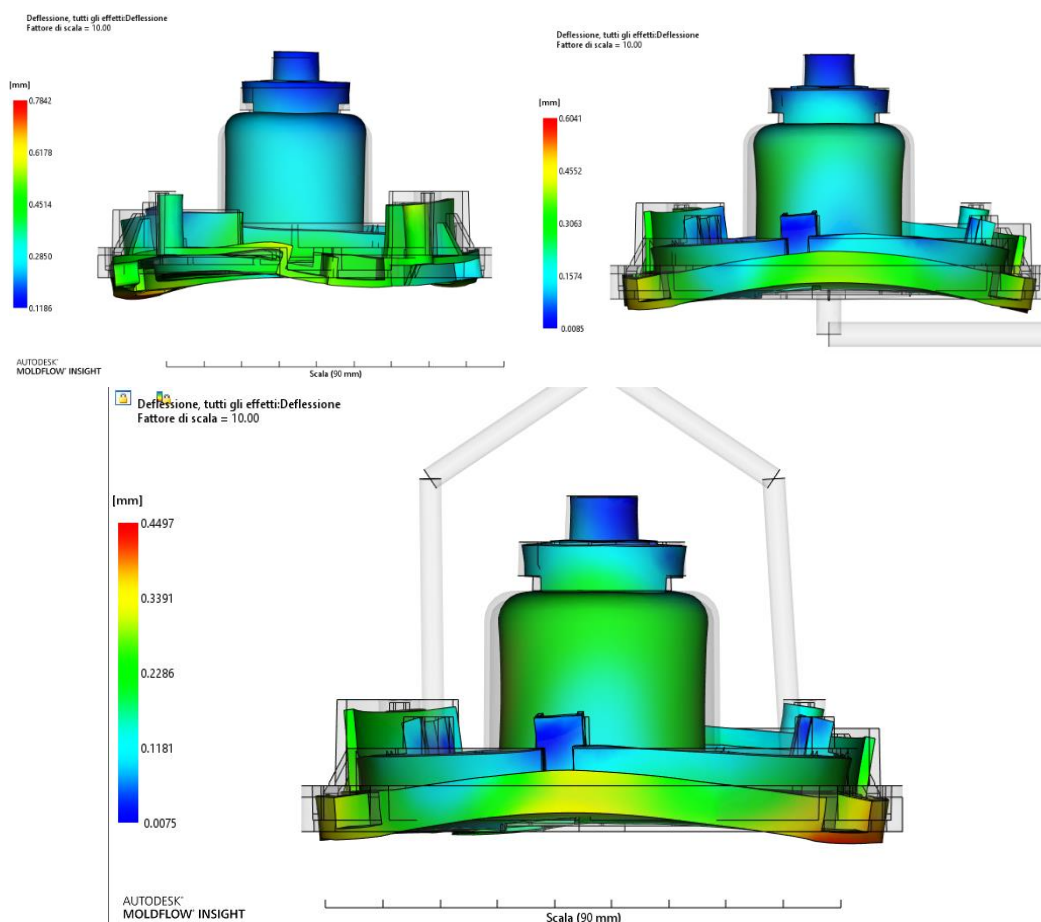


Fig. 7.3-6 Deformazioni amplificate per le tre configurazioni proposte

A livello di orientamento delle fibre, la soluzione iniziale è superiore alle altre due (motivo per cui era stata inizialmente scelta), dando un valore medio di orientazione nelle zone di interesse del $70 \div 80\%$. La terza proposta, capace di originare un prodotto qualitativamente superiore a livello geometrico, restituisce un orientamento delle fibre pari al $65 \div 70\%$. Tenendo conto che per la resistenza vi è un calo locale del $15 \div 20\%$, si resta fiduciosi rispetto alla soluzione a due punti di iniezione proposta per ultima; riservandosi di studiare più approfonditamente il problema a livello strutturale.

7.3.3 Implementazione dello stampo e studio del raffreddamento

Per ciò che concerne i parametri di portata di iniezione e il profilo di impaccamento è stato eseguito un calcolo analogo agli studi precedenti. Come anticipato nel paragrafo 7.2.3 la curva di portata va studiata anche a parità di polimero, dallo studio sul corpo pompa emerge che il valore per questa variabile è di $45 \text{ cm}^3/\text{s}$, che produce una pressione massima intorno ai 40 MPa . In riferimento alla pressione di impaccamento sono stati studiati tre profili, rappresentati in Fig. 7.3-7, tra i quali si è scelto quello in grigio (P2).

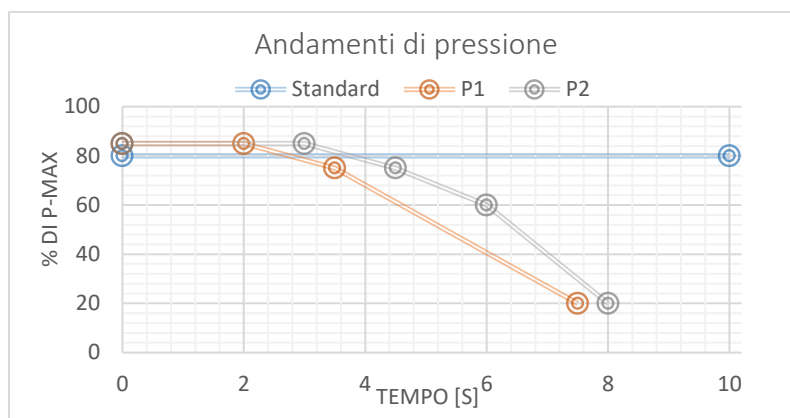


Fig. 7.3-7 Curva di impaccamento corpo pompa

I valori selezionati per la curva P2 sono:

P2	
t [s]	% P _{MAX}
0	85
3	85
4,5	75
6	60
8	20

in cui il tempo totale di impaccamento è riferito al congelamento della sezione in prossimità del canale caldo di iniezione. Sono stati definiti ulteriori parametri come: temperatura stampo ($T_{mold} = 60^{\circ}\text{C}$) e temperatura fuso polimerico ($T_{melt} = 235^{\circ}\text{C}$); risultati analoghi allo studio della girante.

Lo studio ha visto infine l'implementazione dello stampo nel modello, oltre alla creazione dei canali di raffreddamento. Per l'impianto di raffreddamento si è cercato di estrarre più calore possibile dalla parte superiore del pezzo (parte piana in accoppiamento con la voluta), a tal proposito è stato costruito un circuito dedicato a quattro passaggi. La seconda parte va invece a raffreddare la sezione inferiore per mezzo di un "anello"; l'intero impianto prevede dei canali con diametro $d = 8\text{ mm}$ in cui scorre acqua con flusso turbolento. Il sistema descritto è visibile in Fig. 7.3-8.

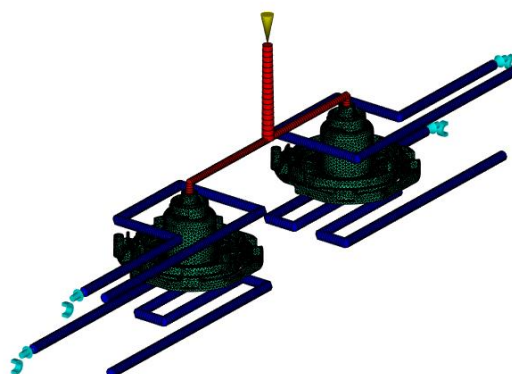


Fig. 7.3-8 Canali di raffreddamento progettati per il corpo pompa

L'insieme dei parametri adottati porta ad una durata del ciclo di 19 s, e un tempo di iniezione di 1,6 s.

A conclusione si commenta l'orientamento medio delle fibre, parametro illustrato in Fig. 7.3-9. La massima direzionalità delle fibre nel componente si ottiene con il punto di iniezione collocato all'interno della circonferenza più piccola, come è stato detto nel paragrafo 7.3.2.

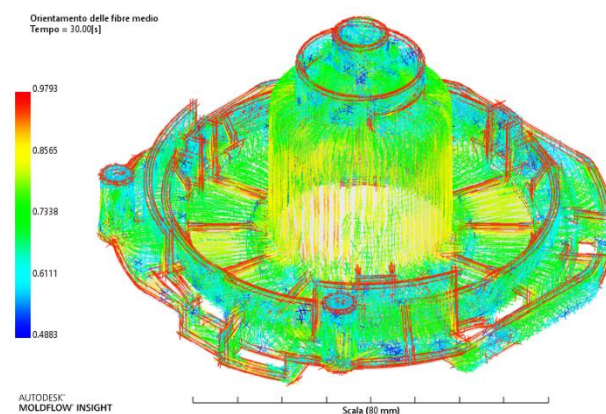


Fig. 7.3-9 Orientamento medio delle fibre con iniezione dall'alto nel corpo pompa

Nell'ultima variante proposta, sempre nello stesso paragrafo, l'orientazione media decresce (Fig. 7.3-10) generando una perdita di proprietà meccaniche. In particolare, vedendo la zona piatta, soggetta alla forza di schiacciamento dell'o-ring, si individuano numerose sezioni con orientamento pari al $65 \div 70\%$, che va a sfavore della resistenza del componente. Le nervature risultano fortemente orientate, questo implica che molta parte del carico sarà scaricata su di esse; se non fossero sufficienti le proprietà locali la geometria potrebbe essere modificata, aumentando il numero di coste di rinforzo sulla zona indagata.

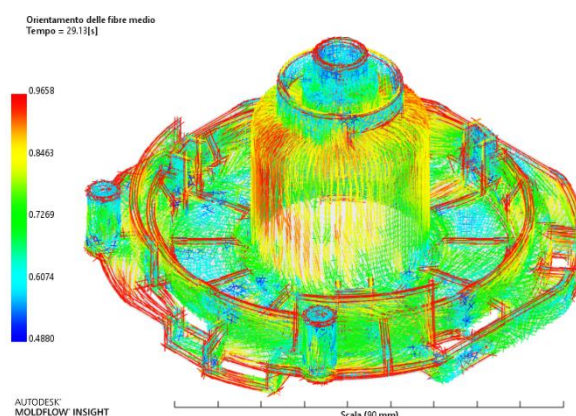


Fig. 7.3-10 Orientamento medio delle fibre con iniezione laterale nel corpo pompa

Per la presenza di un fenomeno di spanciamento notevole fra corpo pompa e voluta, in futuro potrebbe essere adottata la soluzione a due canali di iniezione (Fig. 7.3-5), o in alternativa verranno aggiunte delle ulteriori alette di aggancio, in modo da ridurre

questo effetto (sconsigliato avendo trovato una soluzione superiore a quella attuale). Il Problema dell'apertura delle due sezioni appena introdotto è visibile in Fig. 7.3-11 ed è generato dalla deformazione post stampaggio del componente. Per questa ragione l'implementazione della nuova soluzione di iniezione avrebbe effetti considerevoli sul prodotto.



Fig. 7.3-11 Apertura nella sezione di tenuta dovuta alla deformazione

Capitolo 8

Redesign di un componente

In questo capitolo verrà riprogettato *ex novo* il sistema di aggancio in macchina della motopompa. Oltre al tubo di aspirazione, la motopompa è agganciata posteriormente in diverse modalità, differenti per ogni cliente e macchina. Per l'applicazione del Gen 1,5, commissionata da uno dei clienti *leader* nel mercato mondiale, è stata richiesta un'asta di aggancio posteriore fissata per mezzo di un sostegno elastomerico. L'obiettivo di questa sezione è quello di rivedere ed aggiustare il sistema di aggancio, facendo attenzione ad aspetti relativi all'assemblaggio ed al trasporto.

8.1 Modifica del sistema di fissaggio

Il metodo di fissaggio della motopompa in macchina è un'informazione arrivata già a progetto inoltrato. La richiesta avanzata dal cliente è stata quella di produrre un braccio posteriore a sbalzo di **60 mm**, la cui funzione è quella di dare un secondo punto di aggancio al motore. La progettazione iniziale del *bracket* è stata fatta nell'ottica della massima resistenza ottenibile da una soluzione a sbalzo. Il supporto è stato saldato al fondo del corpo pompa, grazie alla tecnologia di saldatura a lama calda. La proposta iniziale ha il limite di avere una dimensione totale **180 mm** mentre la dimensione della motopompa è pari a **120 mm**, i **60 mm** di supporto a sbalzo rappresentano spazio inutilizzato nell'imballo. Adottando la saldatura come tecnica di unione tra *bracket* e corpo pompa, non è possibile cambiare le dimensioni di ingombro complessivo dell'assieme, dovendo fornire il supporto già saldato al cliente. L'altro aspetto connesso alla realizzazione del prodotto con questa modalità è relativo al costo della saldatura, si aggiunge infatti la spesa dell'operazione e tutti i costi delle attrezzature utilizzate.

La proposta studiata per questa parte prevede l'impiego di un sistema di aggancio *snap-fit*, soluzione tipica e ampiamente diffusa nel mondo della plastica. Questi sistemi sono caratterizzati da alette con una sporgenza che, dopo essere stata flessa in assemblaggio, scatta fissandosi ad un secondo elemento (nel nostro caso il corpo pompa). Il supporto posteriore, essendo stato introdotto dal cliente in un secondo momento, è realizzato (unicamente a scopo di test) per mezzo di stampa 3D, e non proviene da stampo pilota come il resto dei componenti. Una modifica radicale del *bracket* non implica la necessità di produrre un nuovo stampo pilota o di intervenire su quello esistente.

Vediamo allora come si presentano le due opzioni, quella attuale e quella riprogettata.

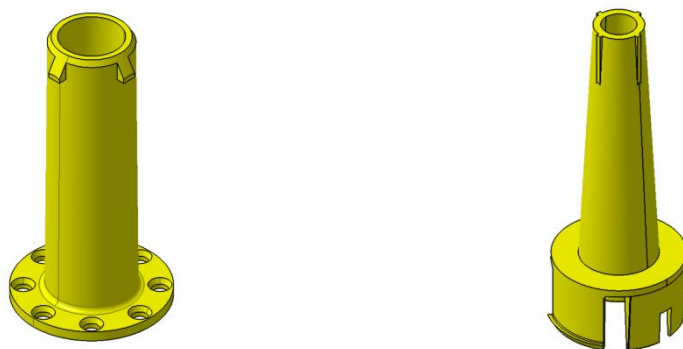


Fig. 8.1-1 Bracket attuale e riprogettato

La soluzione attuale visibile a sinistra in Fig. 8.1-1 a sinistra è leggermente più compatta, non avendo le alette di aggancio, e presenta una serie di fori sui quali viene fatta la saldatura. Questa prima soluzione ha caratteristiche meccaniche superiori, ma annette i problemi elencati in precedenza. La nuova soluzione proposta è inferiore a livello di tenuta meccanica (soddisfando comunque i parametri di resistenza richiesti), e cerca di risolvere i problemi connessi al trasporto ed ai costi di saldatura. Inserendo le alette come elemento di fissaggio tra corpo pompa e supporto, è possibile montare il *bracket* appena prima che il motore venga inserito in macchina, previo accordo con il cliente.

8.2 Dimensionamento snap-fit e scelta materiale

Il collegamento studiato è di tipo amovibile, di conseguenza avrà una stabilità nell'accoppiamento inferiore rispetto a quella che possiede l'opzione saldata. Per maggior tutela sono state eseguite una serie di verifiche strutturali dell'aggancio, confrontando le prestazioni di diversi materiali. Il dimensionamento di questo tipo di accoppiamenti è una soluzione di compromesso tra integrità di assemblaggio (viste le notevoli deformazioni) e resistenza del giunto *snap-fit*. La progettazione dell'ancoraggio deve prevedere una zona di invito da un lato, ed essere sufficientemente solida dall'altro per garantire la resistenza meccanica. Viene in aiuto la teoria classica della trave su cui sono basati i calcoli effettuati per la verifica di resistenza e delle forze trasmesse. Facendo riferimento ad una apposita *design guide* della Bayern [26], si è andati a calcolare i valori di: flessione massima ammissibile, forza radiale necessaria all'ingaggio e spinta assiale (sempre per l'ingaggio). Sono stati studiati quattro materiali: polipropilene, polipropilene con carica di talco al 40%, polipropilene con rinforzo in vetro al 30% e una poliammide 6. Il primo materiale è stato individuato per il suo basso costo e l'elevata flessibilità in assemblaggio, il polipropilene con carica di talco per le caratteristiche di dilatazione termica simile, il rinforzato vetro in quanto costituito dallo stesso materiale del prodotto con cui va in accoppiamento e, la poliammide, per le sue elevate proprietà anche in assenza di rinforzi fibrosi. In Tabella 8-1 sono indicati i valori utilizzati per i diversi materiali, alcuni di questi derivano dai valori sperimentali dei capitoli precedenti, mentre altri da letteratura [8].

Tabella 8-1 Dati dei materiali per il calcolo di resistenza dell'aletta di aggancio

	PP	PP 40 Tal	PP 30 GF	PA 6
ϵ	10,6	5,2	3,54	14,2
ϵ_0	7,42	2,6	1,77	9,94
L	6			
b	11,93			
E	1700	4100	6200	2900
E_s	1360	2870	5270	2030
μ	0,25	0,2	0,38	0,298
α	30			
t	1,2			
r_1	11,873			
r_2	13			
K_2	3,8			
Z_2/r_2^3	0,0018			
Z_2	3,9546			
Q	1,8			

I differenti valori si riferiscono a: ϵ deformazione a rottura, ϵ_0 deformazione ammessa, L lunghezza di inflessione, b larghezza dell'aletta, E modulo elastico, E_s modulo secante, μ coefficiente d'attrito, α angolo di invito, t spessore aletta, r_1 raggio interno, r_2 raggio esterno, i restanti sono valori tabellati e visibili nella fonte citata in bibliografia [26].

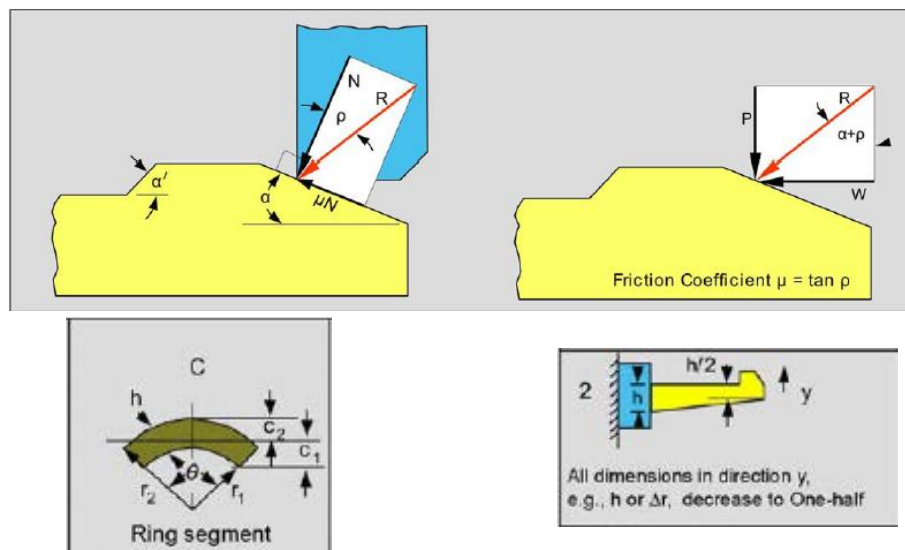


Fig. 8.2-1 Schema del carico e del settore circolare in analisi

Per mezzo delle equazioni: Eq. 30 e Eq. 31 si è arrivati a definire i valori caratteristici dell'accoppiamento, visibili di seguito.

$$y = 1,64 K_2 \frac{\varepsilon \cdot l^2}{r_2} \quad \text{Eq. 30}$$

$$P = Z_2 \frac{\varepsilon \cdot E_s}{l} \quad \text{Eq. 31}$$

	PP	PP 40 Tal	PP 30 GF	PA 6
$Y_{\max}$ [mm]	1,28	0,45	0,31	1,72
P [N]	66,51	49,18	61,48	132,99
W [N]	64,31	43,22	75,40	140,61

Purché il polipropilene con il rinforzo in fibra di vetro sia la soluzione che fornisce minore flessibilità in assoluto, per come è stato pensato l'accoppiamento tra mozzo (sul corpo pompa) e *bracket* si opta per questa soluzione. La necessità è dettata dal voler mantenere il medesimo coefficiente di dilatazione termica e conservare un'elevata resistenza del pezzo, anche a temperature intorno ai 70°C . Si è presentata la necessità di allungare la dimensione dello sbalzo in modo da permettere una deflessione maggiore del punto di aggancio. Imponendo una flessione pari a $1,4\text{ mm}$ è stata trovata una lunghezza l di 12 mm portata a tredici per maggiore sicurezza di integrità della parte.



Fig. 8.2-2 Geometria originale e ad alette allungate

8.3 Design del codolo di accoppiamento

La superficie in accoppiamento tra corpo pompa e supporto necessita di una soluzione a leggera interferenza in modo da assicurarsi che il tutto resti fisso, senza introdurre vibrazioni. Avere interferenza per un tratto lungo come quello in esame, comporta notevoli difficoltà per lo stampaggio (precisione richiesta molto elevata), e introduce difficoltà di assemblaggio a causa dell'elevata forza di inserzione. Sono state pensate una serie di opzioni differenti per risolvere questo problema. Le varianti proposte sono mostrate in Fig. 8.3-1 con vista dal fondo.

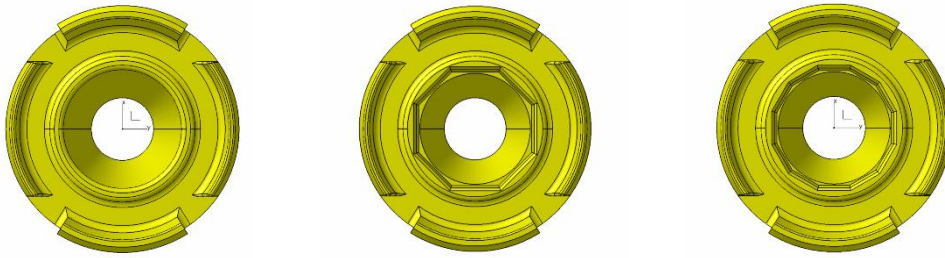


Fig. 8.3-1 Varianti della sezione di accoppiamento del bracket

Le tre varianti sono: una sezione circolare in accoppiamento con il corpo pompa modificato, una geometria ottagonale e una dodecagonale. Concentrandosi sulle ultime due geometrie, il concetto di base del design è quello di ridurre i punti di contatto tra albero e mozzo. La diminuzione dei punti di contatto consente di limitare le forze di assemblaggio, facendo anche da cuscinio per eventuali deformazioni derivanti dallo stampaggio. Per ciò che concerne la terza geometria, a sinistra in Fig. 8.3-1, è stata prodotta una sezione circolare semplice, ciò che cambia è il fondo del corpo pompa, che presenta una serie di rilievi atti alla riduzione della superficie di contatto (Fig. 8.3-2).

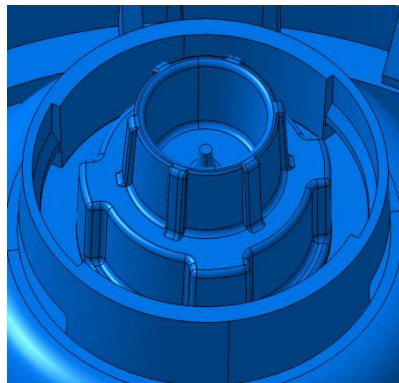


Fig. 8.3-2 Vista dall'alto del corpo pompa modificato per ridurre la superficie di contatto

Passando attraverso dei prodotti realizzati mediante stampa 3D è stato possibile capire pregi e difetti delle diverse soluzioni. Disponendo i *layer* delle alette nella direzione ortogonale, rispetto a quella di flessione, è stato possibile ottenere dei prototipi funzionali, in grado di flettersi a sufficienza in fase di assemblaggio, e resistere alle sollecitazioni di prova. Grazie alla produzione dei campioni si è riusciti a identificare la migliore soluzione tra quelle proposte, e sono stati individuati due limiti riguardanti la resistenza e l'assemblaggio. La risposta ai problemi di resistenza è stata data aumentando la dimensione della porzione in aggancio. Il problema di resistenza era dato dalla facilità di sfilamento del bracket dal punto di ancoraggio. Il secondo aspetto riguarda invece la progettazione improntata verso l'assemblaggio manuale o robotizzato. Adottando le tecniche del *design for manual assembling* è stato studiato un sistema biunivoco di montaggio. Eseguendo due indici sulle superfici laterali non agganciate, che originariamente avevano come unica funzione il centraggio del sostegno, è stato possibile creare due posizioni di accorpamento univoche. L'indicizzazione si presta inoltre ad essere sfruttata come riferimento per l'assemblaggio robotizzato. Il risultato delle modifiche è mostrato in Fig. 8.3-3.



Fig. 8.3-3 Risultato finale della progettazione del bracket

La creazione di una nuova geometria per il bracket ha costretto la modifica della porzione di fondo del corpo pompa. Al posto di presentare una serie circolare di piolini, dove andava saldato il *bracket*, si è creata una corona circolare con due finestre per l'ingaggio dello *snap-fit*. Naturalmente l'indice realizzato sul sistema di aggancio è riportato, come estrusione, nel corpo pompa, con la funzione di ostacolo per eventuali tentativi di assemblaggio scorretti. Le due proposte sviluppate in tutti i loro aspetti sono riportate in Fig. 8.3-4, in accoppiamento con i rispettivi corpi pompa.

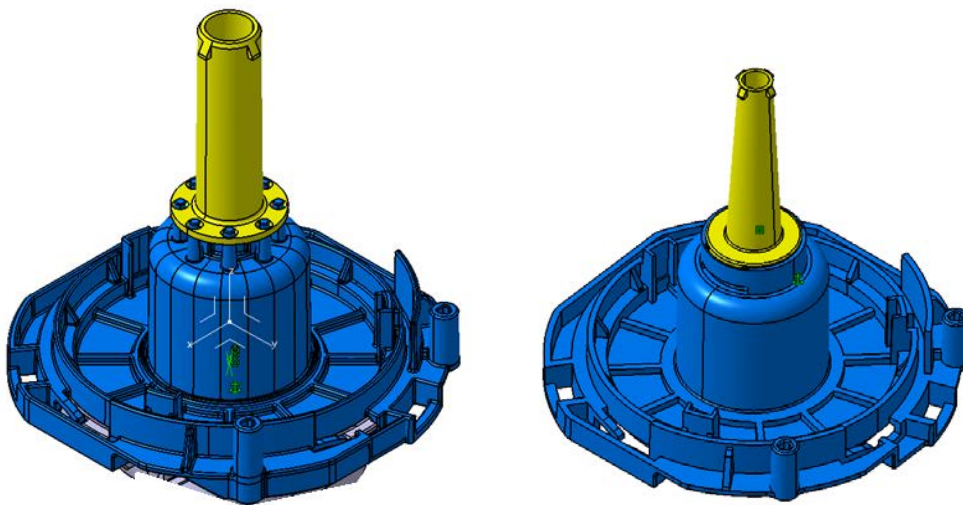


Fig. 8.3-4 Opzioni di assemblaggio del supporto posteriore

Si termina dicendo che tutta la geometria del bracket di destra (in Fig. 8.3-4) è stata pensata per avere uno stampo in apri e chiudi, senza ulteriori movimenti o spine per la creazione dei fori.

Conclusioni

A termine dell'elaborato è corretto trarre delle conclusioni, rispetto a quanto è stato realizzato durante il periodo di tesi. In prima battuta bisogna dire che: vista la vastità degli argomenti analizzati, non è stato possibile approfondire in maniera molto dettagliata tutte le materie di studio. Con questa affermazione si vuol far riferimento alla caratterizzazione temporale degli elastomeri e gli effetti di invecchiamento delle parti.

Da questo progetto nasce una base documentale solida, sulla quale improntare studi di sviluppo futuri per applicazioni simili. Si vuole trasmettere in particolare l'approccio di una progettazione ragionata in relazione alle sollecitazioni ed al processo. Specialmente con l'utilizzo di componenti in materiale polimerico, è fondamentale studiare il *design* delle parti, in modo da poter produrre dei componenti capaci di soddisfare le esigenze meccaniche previste dall'impiego. Il documento stilato ha l'obiettivo ulteriore di incuriosire il lettore a produrre prove di laboratorio, atte alla caratterizzazione dei materiali e all'individuazione dei limiti di esercizio per componenti.

Per mezzo di prove di laboratorio è stato possibile identificare fenomeni come quello del creep, che se non controllato in maniera opportuna avrebbe potuto decretare una rottura ingiustificata della motopompa. Si è visto infatti, che con le sollecitazioni presenti per questa applicazione specifica, i materiali assumevano un comportamento sensibilmente diverso. Il polipropilene con rinforzo in fibra di vetro non ha mostrato infatti, effetti rilevanti rispetto al creep, anche se sottoposto a temperature elevate (70°C). Parlando invece del polipropilene con carica minerale di talco, sono state viste delle deformazioni, che dopo due cicli di lavaggio consecutivi (simulando solo l'effetto della temperatura in cella climatica), erano pari a $\varepsilon = 1,2 \cdot 10^{-3}$. Questo risultato non sarebbe assolutamente trascurabile, se non fosse per il fatto che le deformazioni generate sui componenti arrivavano ad esse anche tre volte superiori al valore citato. Sarebbe particolarmente stimolante riuscire a creare un modello numerico previsionale delle forze locali prodotte dalla tenuta elastomerica. In questo elaborato si è riusciti al massimo a identificare degli intervalli di pressione, non potendo modellizzare la tenuta tramite una legge iperelastica basata su dati di laboratorio per l'EPDM. Avere degli strumenti di studio così potenti, affiancati da una conoscenza superiore dell'invecchiamento dei materiali, permetterebbe di stimare precocemente i risultati delle prove di vita. Ad ogni modo, dovendo lanciare produzioni di serie con numeri che si aggirano intorno al milione di pezzi, non si crede possibile la sostituzione totale dei test di vita con simulazioni numeriche. La ragione sta nelle innumerevoli condizioni al contorno da dover implementare nei software.

L'aver riprogettato i cicli di stampaggio dei diversi componenti, al fine di ottenere parti con geometrie più simili rispetto a quelle progettate a CAD, ha permesso di individuare difetti di cui fino ad oggi si ignorava l'esistenza. Ad alcuni di questi difetti possono essere attribuiti cedimenti, piuttosto che mal funzionamenti dell'assieme. Grazie a queste analisi è stato possibile analizzare aspetti quali: orientamento delle fibre,

presenza di linee di giunzione e quant'altro. Potendo quindi confrontare le simulazioni strutturali con i risultati di processo, si ha un quadro più completo rispetto a quello che succede realmente alle diverse parti della pompa. Risultati ancora superiori si sarebbero ottenuti nel momento di cui le due analisi fossero state unite per mezzo di software come Helius, capaci di modificare la matrice di rigidezza delle simulazioni strutturali in relazione all'orientazione delle fibre.

Infine, la riprogettazione di componenti, in ottica *cost saving*, ha permesso di unire la mera progettazione ad aspetti legati alla sfera economica, argomento particolarmente sensibile in settori concorrenziali come quello dell'elettrodomestico. La necessità continua di ridurre i costi del prodotto stimola i progettisti a trovare soluzioni più vantaggiose, ma altrettanto prestanti in termini di performance.

Si termina l'elaborato dicendo che in generale i risultati ottenuti rispecchiano quanto si sta vedendo dalle prove di vita (e da altri stress test), nei limiti delle approssimazioni fatte. In aggiunta, si spera che i miglioramenti proposti vengano adottati, al fine di realizzare prodotti superiori rispetto a diversi punti di vista.

Appendice A

Datasheet materiali

Nelle figure seguenti sono visibili i materiali utilizzati per la realizzazione dei principali componenti in analisi. Per necessità sono stati eliminati il produttore ed il nome commerciale del polimero. Nella didascalia delle figure è, comunque, possibile leggere la famiglia di polimeri di cui si parla.

UL94 HB approved all colours at 0,75 mm. UL746 B approved.				
Available: all colours, UV stabilized (L), laser printable (YT), detergent stabilized (D).				
DRYING - conditions		Melt temperature:	220 - 250°C	
Pre-heater:	70 - 80°C / 1 h	Mould temperature:	50 - 70°C	
Dryer:	-	Rate of injection:	MEDIUM	
PROPERTY	METHOD	unit	VALUE	condition
PHYSICAL				
Melt Flow Rate (MFR)	ISO 1133	g/10 min	4	230°C - 2,16 kg
Reinforcing Charges	ISO 3451	%	30	
Density (23 °C)	ISO 1183	g/cm ³	1,12	
Water Absorption (24h / 23°C)	ISO 62	%	0,2	
Mould Shrinkage (Parallel)	Internal method	%	0,2-0,4	
Mould Shrinkage (Normal)	Internal method	%	0,7-0,9	
MECHANICAL				
IZOD Notched Impact	ASTM D256	J/m	100	+23°C
IZOD Notched Impact	ASTM D256	J/m	70	-20°C
Tensile Modulus	ISO 527-1,2	Mpa	6200	Speed 1 mm/min
Flexural Modulus	ISO 178	Mpa	5700	Speed 1 mm/min
Elongation at Break	ISO 527-1,2	%	3,5	Speed 50 mm/min
Flexural Break Strength	ISO 178	Mpa	125	Speed 1 mm/min
Tensile Break Strength	ISO 527-1,2	Mpa	90	Speed 50 mm/min
FLAMMABILITY				
Oxygen index	ASTM D2863	%	20	
Flame Behaviour (1,5 mm)	UL94	Class	HB	UL approved
Flame Behaviour (0,75 mm)	UL94	Class	HB	UL approved
Burning Rate (US-FMVSS 302)	ISO 3795	mm/min	< 100	Thickness 2 mm
THERMAL				
Softening Temperature - 1 kg (VST/A/50)	ISO 306	°C	155	
Softening Temperature - 5 kg (VST/B/50)	ISO 306	°C	133	
Deflection Temperature 1,80 MPa (HDT A)	ISO 75A	°C	142	
Ball Pressure Test	IEC 60695-10-2	°C	125	
Deflection Temperature 0,45 MPa (HDT B)	ISO 75B	°C	155	

Fig. 8.3-5 Polipropilene omopolimero con rinforzo in fibra di vetro al 30%

UL94 HB approved all colours at 1,6 mm. UL746 B approved.				
Available: all colours, UV stabilized (L), heat stabilized (S), laser printable (YT), detergent stabilized (D).				
DRYING - conditions		Melt temperature:	190 - 220°C	
Pre-heater:	80 - 100°C / 1 h	Mould temperature:	50 - 70°C	
Dryer:	-	Rate of injection:	HIGH	
PROPERTY	METHOD	unit	VALUE	condition
ELECTRICAL				
Tracking Resistance (CTI - Method A)	IEC 60112	Volt	600	
PHYSICAL				
Melt Flow Rate (MFR)	ISO 1133	g/10 min	15	230°C - 2,16 kg
Reinforcing Charges	ISO 3451	%	40	600°C - 1h
Density (23 °C)	ISO 1183	g/cm ³	1,24	
Water Absorption (24h / 23°C)	ISO 62	%	0,05	
Mould Shrinkage (Parallel)	Internal method	%	0,9	
Mould Shrinkage (Normal)	Internal method	%	0,9	
MECHANICAL				
IZOD Notched Impact	ASTM D256	J/m	30	+23°C
IZOD Notched Impact	ASTM D256	J/m	20	-20°C
Tensile Modulus	ISO 527-1,2	Mpa	4100	Speed 1 mm/min
Flexural Modulus	ISO 178	Mpa	4000	Speed 1 mm/min
Elongation at Break	ISO 527-1,2	%	25	Speed 50 mm/min
Tensile Break Strength	ISO 527-1,2	Mpa	27	Speed 50 mm/min
Tensile Yield Strength	ISO 527-1,2	Mpa	31	Speed 50 mm/min
Elongation at yield	ISO 527-1,2	%	3,5	Speed 50 mm/min
CHARPY Notched Impact (+23°C)	ISO 179/1eA	KJ/m ²	3,5	
FLAMMABILITY				
Oxygen index	ASTM D2863	%	21	
Flame Behaviour (1,6 mm)	UL94	Class	HB	UL approved
Glow Wire Flammability Index-GWFI (1,6 mm)	IEC 60695-2-12	°C	650	
Glow Wire Ignition Temperature - GWIT (1,6 m	IEC 60695-2-13	°C	550	
THERMAL				
Softening Temperature - 1 kg (VST/A/50)	ISO 306	°C	155	
Softening Temperature - 5 kg (VST/B/50)	ISO 306	°C	95	
Deflection Temperature 1,80 MPa (HDT A)	ISO 75A	°C	85	
Ball Pressure Test	IEC 60695-10-2	°C	125	
Coefficient of linear thermal expansion	ISO 11359-1,-2	K ⁻¹	6X10exp(-5)	

Fig. 8.3-6 Polipropilene omopolimero con carica al 40% di talco

Bibliografia

- [1] C. B. S. Ş. Ö. Özçevik, Sustainable Development and Planning VII, WIT Press, 2015.
- [2] Wikipedia, «Wikipedia,» [Online]. Available: https://it.wikipedia.org/wiki/Motore_asincrono.
- [3] J. Kerns, «Replacing metal with plastics,» *Machine design*.
- [4] G. Erhard, Designing with plastics, Hanser Publications, 2006.
- [5] C.-I. Xia, Permanent magnet brushless DC motor drives and controls, Wiley, 2012.
- [6] G. Brusatin, Materiali polimerici e compositi, Università degli studi di Padova, 2016.
- [7] W. D. Callister, Material science and engineering: an introduction, John Wiley & Sons, 1999.
- [8] Matweb, «Matweb material property data,» [Online]. Available: <http://www.matweb.com>.
- [9] M. Sorgato, «Runner design,» *Appunti del corso di progettazione integrata*, 2018.
- [10] G. Lucchetta, «Materiali compositi a matrice polimerica,» *Appunti del corso di Tecnologie di produzione per materiali polimerici e compositi*, 2018.
- [11] Polymer Properties Database, «EPDM - Ethylene Propylene Diene Rubber,» 2015. [Online]. Available: <https://polymerdatabase.com/Elastomers/EPDM.html>.
- [12] Mykin Inc, «EPDM 70 Specifications,» [Online]. Available: <http://mykin.com/epdm-properties>.
- [13] M. Ricotta, Progetto del prodotto in materiale polimerico e composito, 2016.
- [14] W. Sichina, «Measurement of Tg of polypropylene using the PYRIS power compensator DSC».
- [15] R. F. L. Lawrence E. Nielsen, Mechanical properties of polymers and composites, L. L. Faulkner.
- [16] Parker, Parker O-Ring.
- [17] P. A. Tres, Designing Plastic Parts for Assembly, Hanser Fuchbuch.
- [18] CDM collegamenti filettati, «Viti e bulloni,» CDM collegamenti filettati.

- [19] T. C. Clive Maier, Polypropylene The DEfinitive User's Guide and Databook, Plastic Design Library, 1998.
- [20] A. Strozzi, Costruzione di macchine, Pitagora, 1998.
- [21] P. Fantasia, «Pompe centrifughe o turbopompe».
- [22] T. Y. C. H. Y. Y. I. T. H. J. K. C. K. S. Chen, «Mechanical Properties Characteristics of Rubber O-Rings by,» National Cheng-Kung University, Taiwan.
- [23] V. V. R. Nomes Kumar, «Hyperelastic Mooney-Rivlin Model: Determination and Physical Interpretation of Material Constant,» MIT International Journal of Mechanical Engineering, 2016.
- [24] J. o. H. William W. Feng, «On Mooney-Rivlin Constant for Elastomers,» 2012.
- [25] C. H. J. Onken, «Prediction of weld line strength in injection-moulded parts made of unreinforced amorphous thermoplastics,» Institute of Plastics Processing (IKV) in Industry and the Skilled Crafts at RWTH Aachen University, Germany, 2016.
- [26] Bayern Material Science, «Snap-fit joints for plastics,» Bayern Material Science.
- [27] Wikipedia, «Wikipedia,» Ottobre 2016. [Online]. Available: <https://en.wikipedia.org/wiki/Dishwasher>.

